

VŠB- Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra výrobních strojů a konstruování

## Přesyp pásových dopravníků

## Spill of the Belt Conveyors

Student:	Bc. Tomáš Hapla
Vedoucí diplomové práce:	prof. Ing. Josef Jurman, CSc.
Konzultant:	Ing. Leo Boháč

Ostrava 2011

## Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Tomáš Hapla**  
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství  
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství  
Specializace: 70 Zemní, těžební a stavební stroje  
Téma: Přesyp pásových dopravníků  
Spill of the Belt Conveyors

### Zásady pro vypracování:

1. Pro důlní pásové dopravníky šíře 1200 – 1400 mm a rychlost pásu 3,2 – 6 m.s-1 navrhnete přesypovou stolicí s maximálním stupněm utlumení dopadové energie a uklidnění materiálu pro další dopravu.
2. Zpracujte problematiku současného stavu technologických aspektů a technických řešení.
3. Zpracujte koncepční návrh přesypové stolice včetně potřebných výpočtů.
4. Zpracujte konstrukční návrh dopadového místa s alternativami řešení tlumení.
5. Zpracujte dílenské výkresy vybraných součástí.

### Seznam doporučené odborné literatury:

ČSN 01 6910 *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha: Český normalizační institut, srpen 1997. 36 s.  
ČSN ISO 690 *Bibliografické citace. Obsah, forma a struktura*. Praha: Český normalizační institut, 1996. 32 s.  
JEŘÁBEK, K. *Metodika navrhování strojů*. 1. vyd. Praha, Ediční středisko ČVUT Praha, 1999. 119 s.  
DRAŽAN, F. – JEŘÁBEK, K. *Manipulace s materiálem*. 1. vyd. Praha, SNTL 1979. 454 s.  
KOPÁČEK, J. – PAVLOK, B. *Tekutinové mechanismy*. 1. vyd. Ostrava, VŠB – TU Ostrava 2005, ISBN 80-248-0586-0  
Firemní literatura OSTROJ, a.s. Opava, DBaF Opava

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **prof. Ing. Josef Jurman, CSc.**

Datum zadání: 17.12.2010

Datum odevzdání: 23.05.2011



---

doc. Dr.Ing. Ladislav Kovář  
*vedoucí katedry*



---

prof. Ing. Radim Farana, CSc.  
*děkan fakulty*

## Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 23.5.2011 .....

.....  
Hox

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 ods. 3)
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo-diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě .....23.5.2011.....

.....Hapla.....

Bc. Tomáš Hapla  
Nám. Svobody 82  
Bzenec, 696 81

podpis

## **Poděkování**

Na tomto místě bych rád poděkoval prof. Ing. Josefu Jurmanovi, CSc. za cenné rady při tvorbě této práce. Poděkování si dále zaslouží Ing. Leo Boháč z firmy DvB-AF, s.r.o. za možnost realizace této diplomové práce a za jeho ochotu a vstřícnost při odborných konzultacích.

## ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

HAPLA, T. *Přesyp pásových dopravníků: diplomová práce*. Ostrava : VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2011, 70 s. Vedoucí práce: Jurman, J.

Diplomová práce se zabývá návrhem přesypové stolice důlního pásového dopravníku. V úvodní kapitole je pojednáno o použití pásových dopravníků při hlubinném dobývání, následuje popis konstrukčního řešení pásových dopravníků. Dále je zařazena kapitola věnující se různým typům přesypů, kde jsou zmíněna jednotlivá konstrukční provedení a nebezpečné jevy, kterým jsou přesypy vystaveny. Pro konstrukční návrh jsem zvolil provedení přesypové stolice s impaktními tyčemi, které ještě není u důlních pásových dopravníků rozšířené. Oproti ostatním typům má mj. přednost ve větším utlumení dopadové energie a uklidnění materiálu.

## ANNOTATION OF MASTER THESIS

HAPLA, T. *Spill of the Belt Conveyors: Master Thesis*. Ostrava : VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Production Machinery and Design, 2011, 70 p. Thesis head: Jurman, J.

Master thesis is dealing with proposal spill stool of the mine belt conveyor. The introductory chapter discusses the use of conveyor belts in underground mining, followed by a description of the structural design of belt conveyors. Next chapter is devoted to various types of dunes, which are mentioned various designs and dangerous phenomena, which are exposed dunes. For the design I chose a design by impact spill bench with bars, which is not yet widespread mining belt conveyors. Unlike other types prevails in higher impact energy absorption material and appeasement.

## OBSAH

<b>SEZNAM POUŽITÉHO OZNAČENÍ.....</b>	<b>9</b>
<b>1 ÚVOD.....</b>	<b>12</b>
<b>2 PÁSOVÉ DOPRAVNÍKY V HORNICTVÍ .....</b>	<b>13</b>
<b>3 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ PÁSOVÝCH DOPRAVNÍKŮ .....</b>	<b>14</b>
3.1 Hlavní části pásového dopravníku .....	15
3.1.1 Poháněcí stanice.....	15
3.1.2 Vratná stanice .....	18
3.1.3 Nosná konstrukce.....	18
3.1.4 Dopravní pás .....	21
3.1.5 Napínací zařízení .....	23
3.1.6 Příslušenství pásových dopravníků.....	24
<b>4 PŘESYP PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU .....</b>	<b>27</b>
4.1 Požadavky na přesyp.....	29
4.1.1 Urychlení těživa.....	29
4.1.2 Utlumení pádové energie .....	29
4.1.3 Zklidnění toku těživa .....	33
4.2 Řešení dopadového místa.....	34
<b>5 KONCEPČNÍ NÁVRH PŘESYPOVÉ STOLICE .....</b>	<b>38</b>
5.1 Válečková dopadová stolice.....	38
5.2 Dopadová stolice s impaktními tyčemi .....	40
<b>6 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ DOPADOVÉ STOLICE.....</b>	<b>42</b>
6.1 Odvozené typy dopadové stolice .....	47
<b>7 DIMENZE VYBRANÝCH SOUČÁSTÍ PŘESYPOVÉ STOLICE.....</b>	<b>50</b>
7.1 Dimenze šroubů spojující závěs s nosičem stolice .....	50
7.2 Určení vzdálenosti podpor (závěsů) nosných tyčí .....	58
7.2.1 Vzdálenost podpor, kdy průhyb nosné tyče je v oblasti pružných deformací.....	58
7.2.2 Vzdálenost podpor pro dovolený průhyb nosné tyče 2 mm .....	61
<b>8 ZÁVĚR .....</b>	<b>63</b>
<b>SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ.....</b>	<b>64</b>
<b>SEZNAM OBRÁZKŮ .....</b>	<b>67</b>
<b>SEZNAM TABULEK.....</b>	<b>69</b>
<b>PŘÍLOHY .....</b>	<b>70</b>



## SEZNAM POUŽITÉHO OZNAČENÍ

Označení	Jednotka	Význam
$B$	[mm]	šířka dopravního pásu
$E$	[MPa]	modul pružnosti
$E_r$	[J]	rázová energie
$F$	[N]	zatěžující síla
$F'$	[N]	zatížení od posouvající síly
$F''$	[N]	třecí síla pod šrouby
$F_A$	[N]	síla působící na šroub
$F_{dyn}$	[N]	dynamická zatěžující síla
$F_o$	[N]	osová síla ve šroubu
$F_p$	[N]	síla v závěsu
$F_r$	[N]	rázová síla
$F_{stn}$	[N]	statické zatížení připadající na 1 nosič
$F_1$	[N]	urychlující třecí síla
$F_2$	[N]	setrvačná síla
$F_{st}$	[N]	statická zatěžující síla
$H$	[m]	pádová výška
$I_y$	[m <sup>4</sup> ]	kvadratický moment setrvačnosti
$L$	[m]	vzdálenost podpor (závěsů)
$M$	[Nm]	působící moment
$Me$	[Nm]	ohybový moment pro pružný ohyb nosníku
$Me^F$	[Nm]	ohybový moment v plastickém stavu od rázové síly
$Me^T$	[Nm]	ohybový moment v plastickém stavu od tíhy impaktní tyče
$Me^q$	[Nm]	ohybový moment v plastickém stavu od vlastní tíhy
$M_z$	[Nm]	krouticí moment namáhající jádro šroubu
$P$	[mm]	rozteč
$P_h$	[mm]	stoupání
$R_e$	[MPa]	mez kluzu v tahu
$S$	[mm <sup>2</sup> ]	plocha průřezu
$T$	[N]	tah v dopravním pásu
$W_k$	[mm <sup>3</sup> ]	modul odporu průřezu v krutu

$W_y$	[mm <sup>3</sup> ]	modul odporu průřezu v ohybu
$a$	[m]	velikost kusu těživa
$d$	[mm]	jmenovitý rozměr závitu šroubu
$d_2$	[mm]	střední průměr závitu šroubu
$d_3$	[mm]	malý průměr závitu šroubu
$f_k$	[-]	součinitel smykového tření mezi závěsem a nosičem
$f_m$	[-]	součinitel smykového tření pod maticí
$f_z$	[-]	součinitel smykového tření na závitu
$f_{z'}$	[-]	součinitel smykového tření v závitové drážce
$g$	[m s <sup>-2</sup> ]	tíhové zrychlení
$i$	[-]	počet šroubů
$k_s$	[-]	bezpečnost k mezi kluzu
$k_T$	[-]	bezpečnost proti prokluzu spojovaných součástí
$l$	[mm]	příčná vzdálenost šroubů
$m_{st}$	[kg]	hmotnost stolice
$m_{stn}$	[kg]	hmotnost stolice připadající na 1 nosič
$m_T$	[kg]	hmotnost impaktní tyče
$q$	[N m <sup>-1</sup> ]	konstantní spojitě zatížení
$r$	[mm]	vzdálenost šroubu od těžiště
$r_v$	[mm]	poloměr válečku
$v$	[m s <sup>-1</sup> ]	rychlost dopravy
$v^F$	[mm]	průhyb nosné tyče od rázové síly
$v^T$	[mm]	průhyb nosné tyče od tíhy impaktní tyče
$v^g$	[mm]	průhyb nosné tyče od vlastní tíhy
$v_c$	[mm]	celkový průhyb nosné tyče
$v_d$	[mm]	dovolený průhyb nosné tyče
$v_d^F$	[mm]	dovolený průhyb nosné tyče od rázové síly
$v_k$	[m s <sup>-1</sup> ]	kolmá složka dopadové rychlosti
$v_p$	[m s <sup>-1</sup> ]	počáteční rychlost
$\alpha$	[°]	úhel profilu
$\beta$	[-]	součinitel přídavného krutu
$\gamma$	[°]	úhel stoupání závitu
$\rho$	[kg m <sup>-3</sup> ]	hustota materiálu
$\sigma_{dovt}$	[MPa]	dovolené napětí v tahu
$\sigma_{red}$	[MPa]	redukované napětí

---

$\sigma_t$	[MPa]	napětí v tahu
$\tau$	[MPa]	smykové napětí
$\varphi'$	[°]	úhel tření v závitu

## 1 ÚVOD

Pásové dopravníky jsou ve velké míře využívány v různých průmyslových odvětvích, kde nachází uplatnění v plynulé hromadné dopravě materiálu. K největším provozovatelům různých způsobů dopravy patří také povrchové doly.

Doprava jak na povrchových, tak také hlubinných dolech představuje jednu z nejdůležitějších součástí technologie dobývání, bez které není možné těžební proces realizovat. Pásová doprava se postupem času ukazuje jako nejefektivnější způsob přepravy materiálu jak na povrchových, tak také hlubinných dolech. Pásové dopravníky pro hlubinné dobývání jsou složeny ze stejných částí jako ostatní pásové dopravníky, liší se pouze některými konstrukčními řešeními, jenž vycházejí z pracovních podmínek v dole (např. stísněné a výbušné prostředí, vlhkost, prašnost).

Náplní této diplomové práce je konstrukční návrh přesypové stolice pro důlní pásové dopravníky. Je zde kladen vysoký důraz na co nejvyšší utlumení dopadové energie materiálu, aby se rázy nepřenášely na nosnou konstrukci dopravníku. Důležité je také uklidnění toku materiálu, aby se co nejdříve urychlil na rychlost navazujícího dopravníku a nepoškozoval při rotaci dopravní pás.

## 2 PÁSOVÉ DOPRAVNÍKY V HORNICTVÍ

V hlubinných dolech je nejčastější použití pásových dopravníků v úsekové dopravě rubaniny mezi pracovišti v jednotlivých slojích a sýpkami na těžních patrech. Dále se používají pásové dopravníky také k odtěžení kamene z ražení přípravných a otvirkových důlních děl a pro dopravu základkového materiálu do jednotlivých pracovišť. Výsadou důlních pásových dopravníků je doprava osob na pracoviště a zpět. Doprava se realizuje v horizontálních, úpadních nebo dovrchních chodbách. Dopravníky se v hlubinných dolech ukládají přímo na počvu nebo zavěšují na heitzmannovu výztuž. Materiál se zpravidla přepravuje na horní větví dopravního pásu z jednoho nebo více násypných míst na jedno místo výsypné.

„Výhody pásových dopravníků:

- vysoká bezpečnost,
- snadná automatizace a dálkové ovládání,
- tichý chod,
- vyšší účinnost než u jiných druhů dopravy,
- nízká spotřeba energie na 1 000 tun dopraveného materiálu,
- nezávislost na uložení (možnost závěsné tratě),
- nižší investiční náklady ve srovnání s kolejovou dopravou.

Nevýhody:

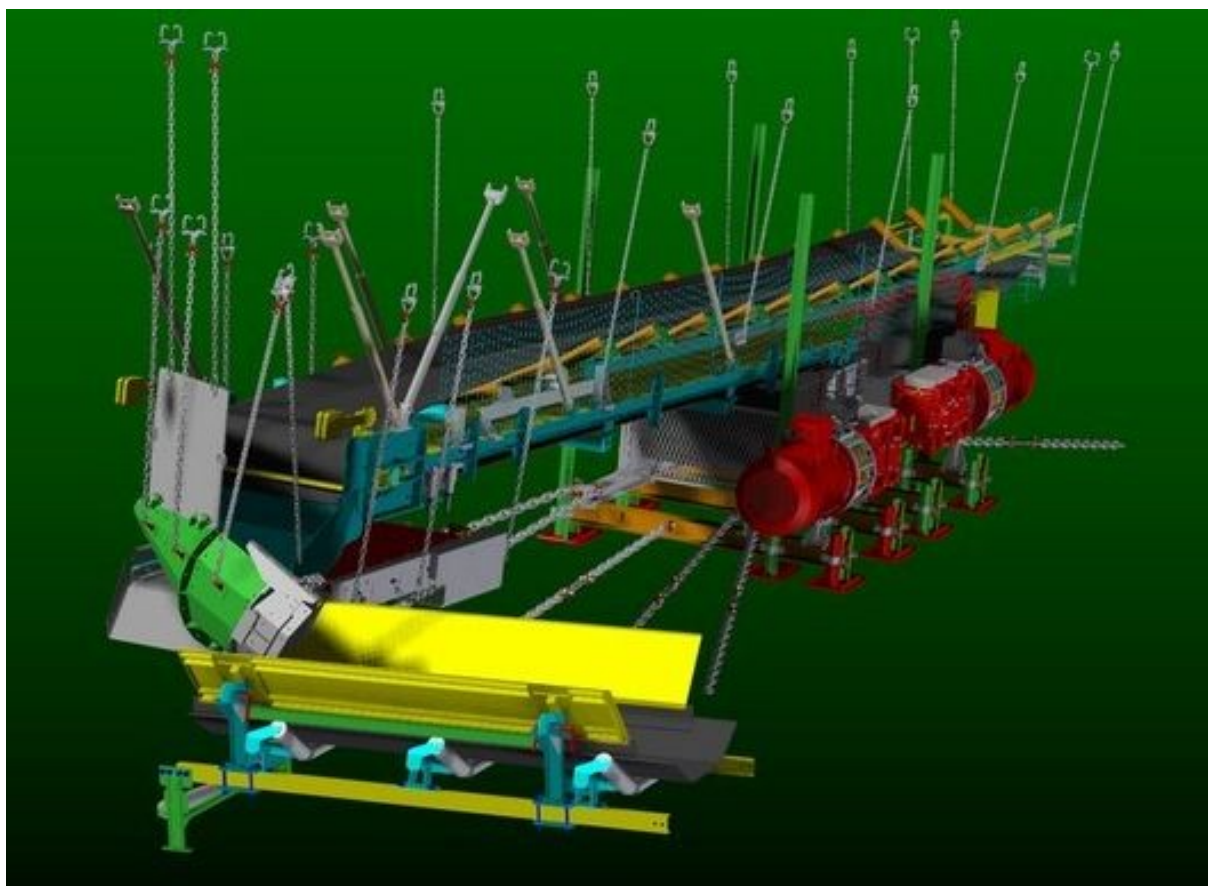
- poměrně nízká životnost dopravního pásu,
- omezené použití v úklonech (dovrchně  $18^\circ$ , úpadně  $-12^\circ$ ).

Pásové dopravníky se rozdělují podle místa a účelu použití na:

- sběrné – k odtěžení z několika samostatných linek k jednomu výsypnému místu,
- porubové – k odtěžení porubů (zejména nízkých slojí),
- pomocné – snadno přemístitelné, k odtěžení při ražení různých komor a výklenků.“ [14]

### 3 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ PÁSOVÝCH DOPRAVNÍKŮ

Pásový dopravník (obr. 3.1) je řazen do skupiny dopravníků s tažným prvkem, ke kterým dále patří např. lanopásové, řetězové, korečkové či podvěsné dopravníky.



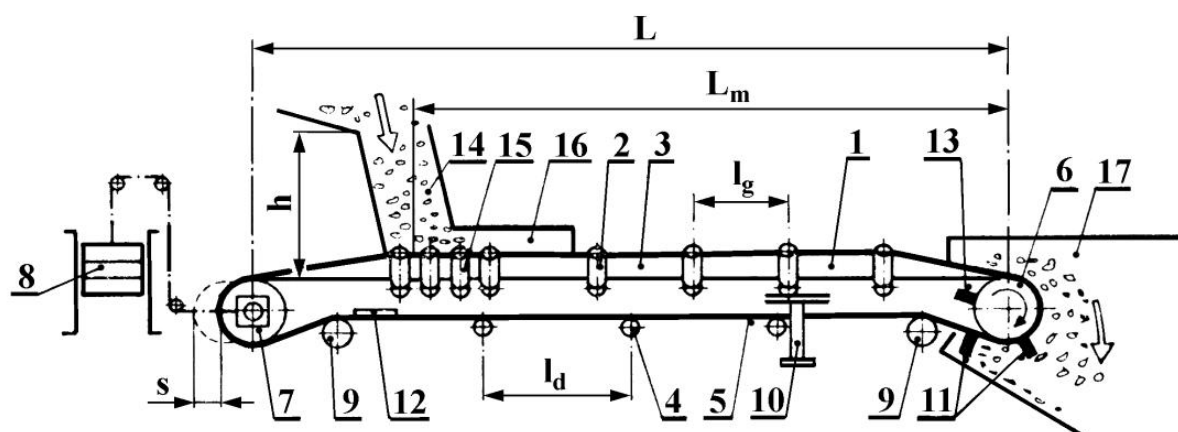
Obr. 3.1 Důlní pásový dopravník Ostroj [15]

Unášecím prostředkem se rozumí ta část dopravníku, která se pohybuje s nákladem a předává mu energii potřebnou k pohybu. Další funkcí unášecího prostředku je přenos zatížení od nákladu do nosné konstrukce. Tažným prostředkem označujeme tu část dopravníku, která předává energii z pohonu na unášecí prostředek. U pásového dopravníku je tažný a unášecí prostředek identický, jedná se o dopravní pás, který je opásán mezi poháněcím a vratným bubnem a po délce je podepírán válečky nebo rovinnou plochou.

### 3.1 Hlavní části pásového dopravníku

Základní konstrukční části pásového dopravníku jsou (obr. 3.2):

- poháněcí stanice,
- vratná stanice,
- nosná konstrukce,
- dopravní pás,
- napínací zařízení,
- příslušenství.

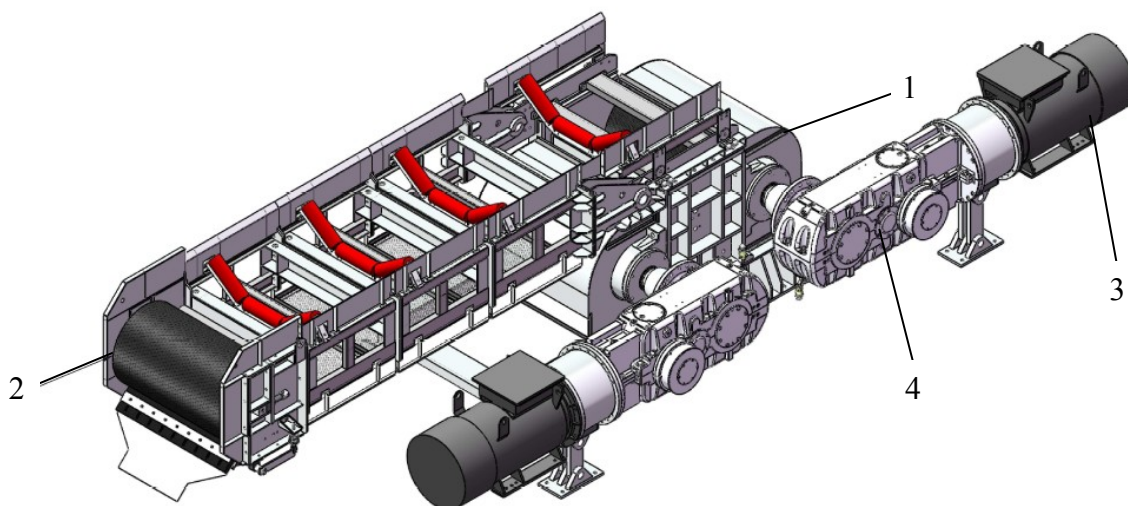


Obr. 3.2 Schéma pásového dopravníku [10]

- 1 - dopravní pás, 2 - horní váleček, 3 - horní větev pásu, 4 - dolní váleček, 5 - dolní větev pásu, 6 - hnací buben, 7 - vratný buben, 8 - mechanismus napínání pásu, 9 - naváděcí bubny, 10 - nosná konstrukce, 11 - čistič pásu nosné strany, 12 - čistič pásu odvrácené strany, 13 - čistič bubnu, 14 - násypka, 15 - dopadová stolice, 16 - boční plechy, 17 - přesyp

#### 3.1.1 Poháněcí stanice

Poháněcí stanice (obr. 3.3) je určena k přeměně točivého momentu pohonu na tažnou sílu v dopravním pásu, která je realizována třením mezi povrchem bubnu a dopravním pásem. Pro pohon pásových dopravníků se používají čtyřpólové asynchronní elektromotory s kotvou nakrátko, pro plynující doly v nevybušném provedení.



**Obr. 3.3 Pohánecí stanice pásového dopravníku [16]**

1 - hnací buben, 2 - vratný buben, 3 - elektromotor, 4 - převodovka

Jejich nevýhodou je nevhodná momentová charakteristika vzhledem k rozběhu plného dopravníku, kdy by mohlo dojít k přehřátí motoru a jeho trvalému poškození. Tento nedostatek se řeší instalací hydraulické rozběhové spojky mezi motor a převodovku. Rozběhová spojka začne přenášet krouticí moment z motoru na hnací buben až po dosažení určitých otáček motoru (tj. ve vhodnější části jeho momentové charakteristiky).

V současné době se začínají stále více pro rozběh dopravníku používat frekvenční měniče. Mezi převodovkou a hnacím bubnem je přenášen vysoký krouticí moment, proto je důležité pevné a spolehlivé spojení, kde je používáno pevné zubové spojky.

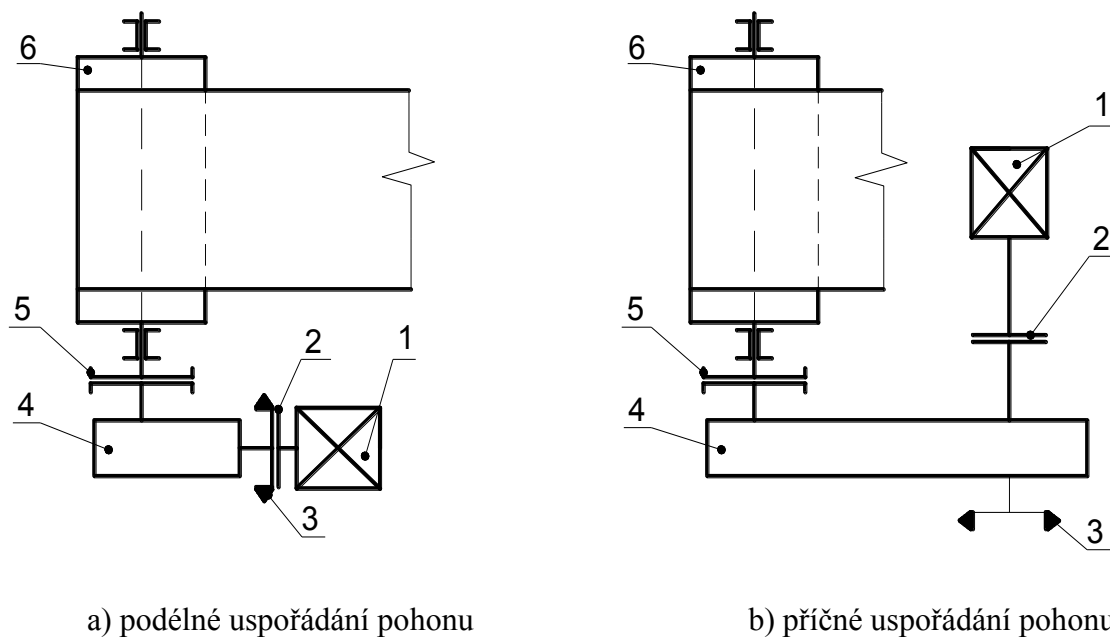
Uspořádání pohonu může být (obr. 3.4):

- podélné,
- příčné.

Úkolem pohonu je přenos výkonu elektromotoru na jeden nebo více hnacích bubnů. U jednobubnového pohonu je úhel opásání  $180 - 250^\circ$ , pro vyšší tahy v pásu se používají pohony dvoububnové (úhel opásání do  $471^\circ$ ), nebo tříbubnové (úhel opásání až  $700^\circ$ ).

Hnací buben bývá zpravidla umístěn na výsypné straně dopravníku, u důlních dopravníků je umístěn v trati. Je zpravidla svařované konstrukce. Má za úkol přenést obvodovou sílu na dopravní pás. Zde hraje významnou roli součinitel tření mezi povrchem bubnu a dopravním pásem. Pro buben s hladce soustruženým pláštěm je součinitel tření za sucha přibližně 0,3.

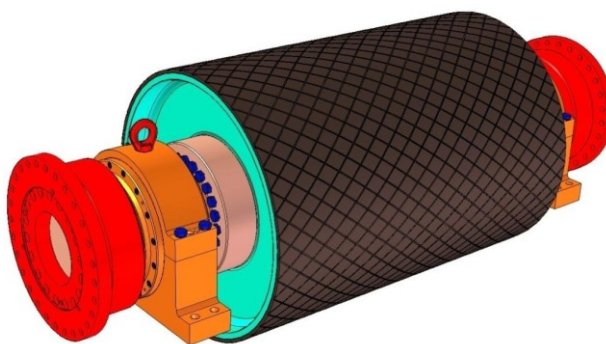




Obr. 3.4 Schéma pohonu hnacího bubnu [4]

1 - elektromotor, 2 - pružná spojka, 3 - brzda, 4 - převodovka, 5 - nepružná spojka, 6 - hnací buben

Pro zvýšení součinitele tření je povrch bubnu obkládán hladkou či drážkovanou pryží (obr. 3.5), nebo keramickými destičkami (obr. 3.6).



Obr. 3.5 Hnací buben obložený drážkovanou pryží [17]



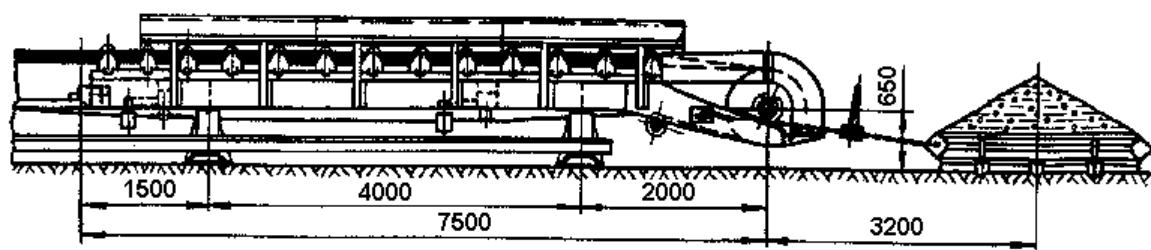
Obr. 3.6 Hnací buben obložený keramickými obklady [18]

Součinitel tření mezi dopravním pásem a povrchem bubnu je závislý na:

- materiálu dopravního pásu,
- provedení a stavu povrchu bubnu,
- měrném tlaku,
- rychlosti pásu.

### 3.1.2 Vratná stanice

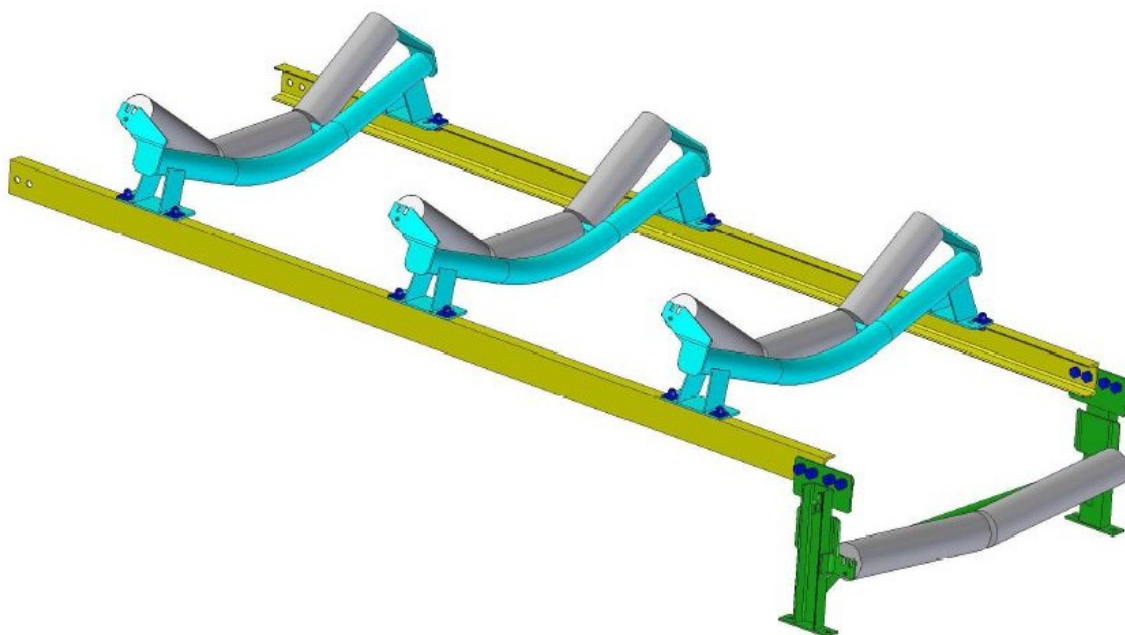
Tvoří konečný článek dopravníku na vratném konci, kde vratný buben mění směr pohybu pásu. Je uložený na valivých ložiskách v rámu, který je buď ukotven řetězy na heizmanovu výztuž, nebo v betonovém základu. Vratná stanice (obr. 3.7) je opatřena čistícím pásem ve vratné větvi před náběhem pásu na buben. U běžných důlních dopravníků plní vratná stanice současně i úlohu napínací stanice.



Obr. 3.7 Vratná stanice [19]

### 3.1.3 Nosná konstrukce

Nosná konstrukce slouží k uložení součástí dopravníku, jako jsou bubny, mechanismy poháněcího ústrojí, válečkové stolice, zařízení pro napínání pásu a tvoří trať pásového dopravníku mezi vratným a výsypným koncem. Zachycuje statické síly od tíhy dopravovaného materiálu, pásu a vlastní konstrukce, dále dynamické síly, které jsou vyvolané podélným a příčným kmitáním pásu, přiváděním materiálu na pás, nevyváženými hmotami bubnů a válečků apod. Nosnou konstrukci tvoří stojany, podélné nosníky a válečkové stolice s nosnými válečky.



**Obr. 3.8 Šroubovaná trať pásového dopravníku [20]**

„Stojany u stabilní nosné konstrukce bývají pevně uchyceny k počvě pomocí kotevních šroubů a spodní větev se umísťuje dostatečně vysoko od počvy, aby se umožnilo čištění propadu pod pásovým dopravníkem. Pro spojování jednotlivých dílů se používají šroubové spoje (obr. 3.8), protože trať se demontuje po poměrně dlouhé době.“ [5]

Lehce přemístitelná konstrukce bývá velmi často zavěšována na heitzmannovu výztuž.

„Pro úsekovou dopravu je obzvlášť důležité, aby konstrukce pásových dopravníků umožňovala jejich snadné přemísťování, snadnou změnu délky a zejména snadné přizpůsobení se střídavým úklonům a potřebné přímosti.“ [6]

Uspořádání nosných válečků může být jedno-, dvou- i tříválečkové, anebo tzv. girlandové provedení (obr. 3.9) s válečky zavěšenými na nosné konstrukci. Girlandová válečková stolice vykazuje výhody především při dopravě kusového těživa, je pružná, přizpůsobuje se lépe nerovnoměrnému rozložení těživa a vede dobře pás. Výhodné je rovnoměrné zatížení jednotlivých válečků, čímž se zvyšuje životnost nejen válečků, ale i dopravního pásu. U důlních dopravníků je girlandová stolice používána jen u přesypů.



Obr. 3.9 Girlandová stolice [21]

Korýtkové uspořádání stolice (obr. 3.10) má oproti jednoválečkovému provedení tyto výhody:

- zvyšuje průřez náplně pásu a tím současně dopravní výkonnost dopravníku,
- umožňuje lepší vedení dopravního pásu.



Obr. 3.10 Tříválečkové uspořádání tratě dopravníku [22]

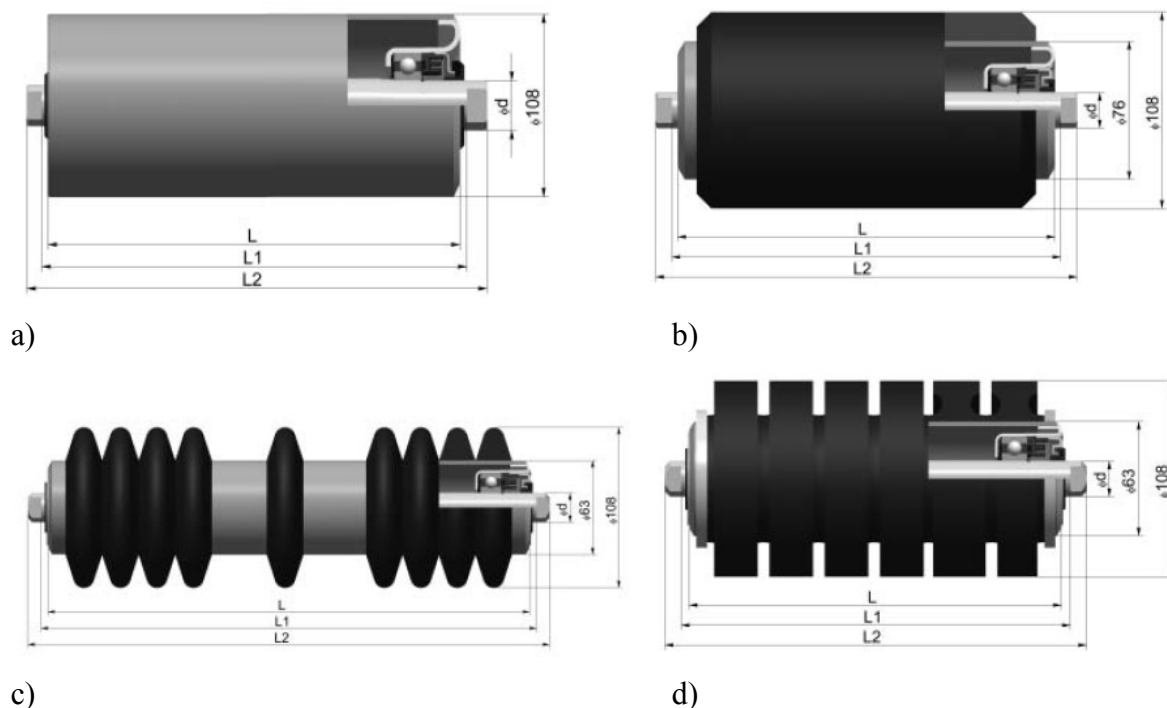
Válečky patří k nejdůležitějším částem pásového dopravníku. Jsou vyráběny z neopracovaných jakostních ocelových trubek se zalisovanými čely s průběžnou osou, která je uložena v přesných kuličkových ložiskách. Osa válečku (včetně vnitřního kroužku ložiska) je pevná, na ní se otáčí vlastní váleček.

Rozdělení válečků:

- nosné,
- strážní,
- diskové.

Nosné válečky dělíme na:

- hladké válečky bez obložení (obr. 3.11a),
- hladké válečky s obložením (pryží či umělou hmotou) (obr. 3.11b),
- diskové válečky s pružnými nebo nepružnými disky (obr. 3.11c),
- válečky s nákrůžkem z pružného materiálu (obr. 3.11d).



**Obr. 3.11 Typy nosných válečků [23]**

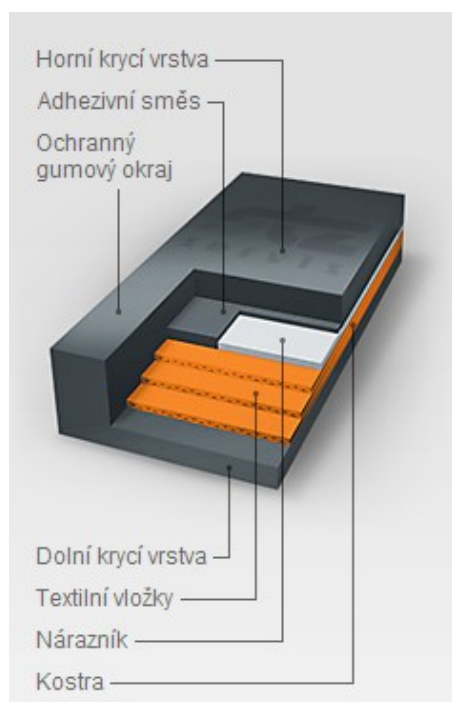
a – hladký bez obložení, b – hladký s obložením, c – diskový, d – s nákrůžkem

### 3.1.4 Dopravní pás

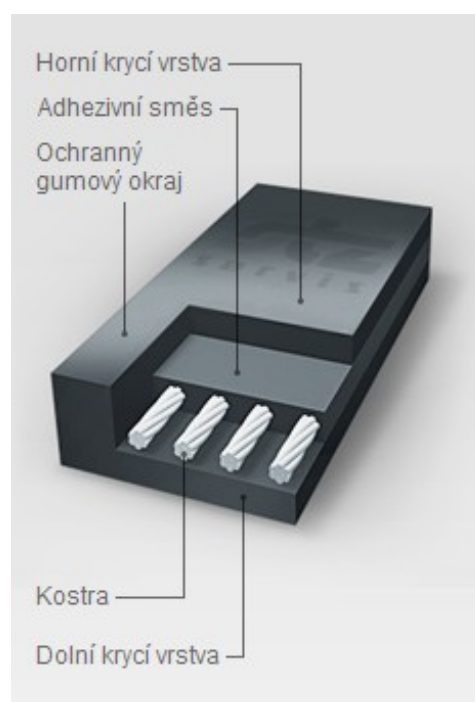
Dopravní pás tvoří uzavřený prvek, který obíhá okolo koncových bubnů a plní funkci jak nosného, tak také tažného prvku.

Dopravní pás se skládá z nosné kostry přenášející tahová namáhání a horní a dolní krycí vrstvy s bočními okraji. Nosnou kostru tvoří textilní vložky z polyamidu či polyesteru (obr. 3.12a), pro přenos větších tahů jsou použity vysokopevnostní ocelová lanka (obr. 3.12b).

Dopravní pásy mohou být gumové (s textilní kostrou nebo s ocelovými kordy), nebo PVC (s textilní kostrou).



a)



b)

**Obr. 3.12 Řez dopravním pásem [24]**

a – s textilní kostrou, b – s kostrou tvořenou ocelovými lanky

Jelikož se dopravní pásy dodávají do dolu v určitých délkách, je nutné jednotlivé díly spojit do nekonečně dlouhého celku. Spoje dopravních pásů jsou 2 typů:

- rozebíratelné,
- nerozebíratelné.

Rozebíratelné spoje jsou realizovány mechanickými spojkami. Tento typ spoje převažuje v hlubinných dolech. Princip spojení je založen v upevnění mechanických spojek na konce dopravního pásu, vlastní spoj je tvořen ocelovým lankem, které je prostrčeno otvorem vytvořeným spojkami.

Nerozebíratelné spoje jsou řešeny vulkanizací (u PVC pásů želatinací), či lepením.

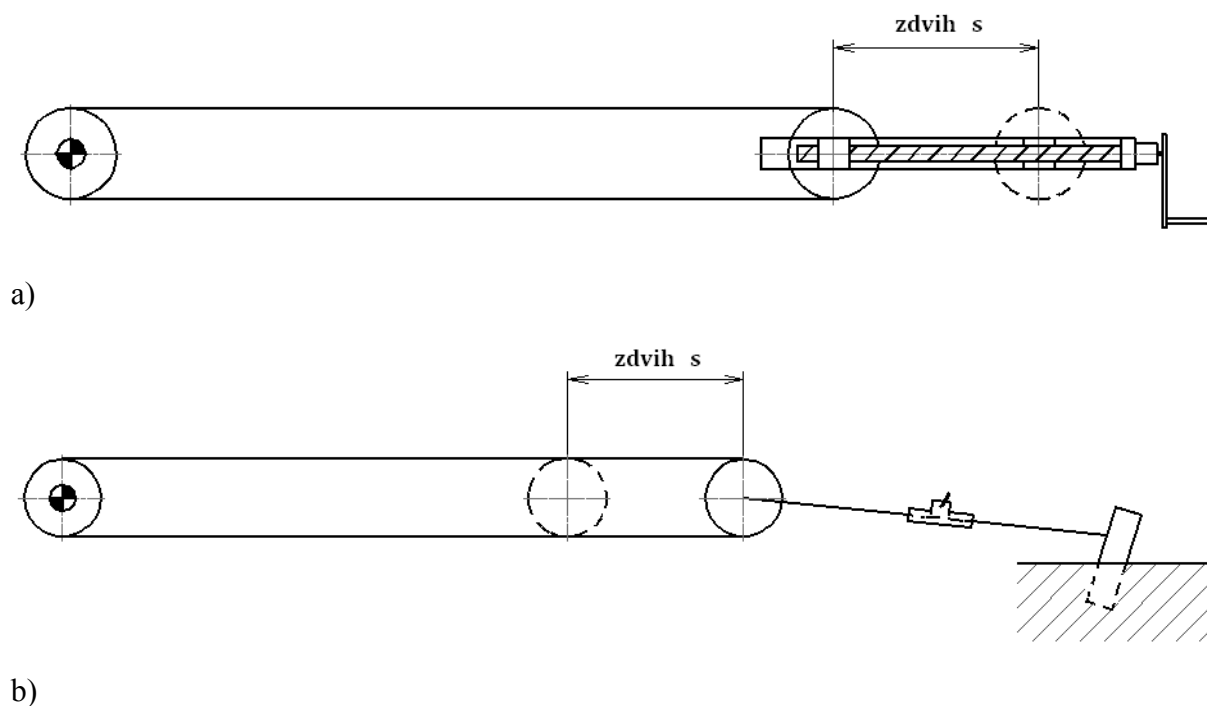
### 3.1.5 Napínací zařízení

Slouží k zajištění předpětí dopravního pásu (které je potřebné pro přenos tažné síly třením z hnacího bubnu) a současně k zamezení nadměrného průhybu dopravního pásu mezi válečkovými podpěrami.

Napínací zařízení rozdělujeme do dvou skupin:

1. kompenzující pouze trvalé prodloužení pásu,
2. kompenzující trvalé a pružné prodloužení pásu,
  - a. s konstantní napínací silou (vyvozenou závažím),
  - b. s regulovatelnou napínací silou.

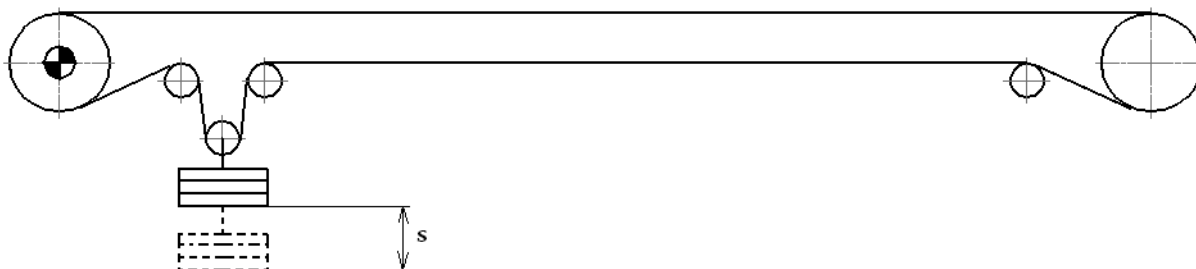
1. Provedení je vhodné pro kratší dopravníky, napínání se provádí pohybem vratného bubnu. Napínací síla je vyvozena pomocí šroubů (obr. 3.13a), nebo ručním kladkostrojem (obr. 3.13b). Napínací síla musí být dostatečně velká, aby zajistila přenos sil na hnacím bubnu za chodu a zejména při rozběhu dopravníku.



**Obr. 3.13 Tuhé napínání [8]**

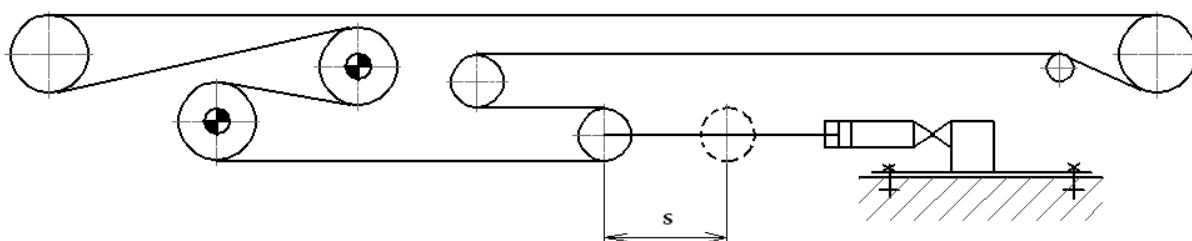
a – pomocí šroubu, b – pomocí ručního kladkostroje

2. a. Při změně tahů v dopravním pásu se napínací buben pohybuje, čímž kompenzuje změnu délky pásu. Zajišťuje konstantní velikost odbíhající síly za všech provozních režimů dopravníku. Je výhodné napínat pás v místech nejmenšího tahu v pásu, aby napínací závaží (obr. 3.14) mělo co nejmenší hmotnost.



Obr. 3.14 Napínání závažím [8]

2. b. Regulovatelná napínací síla je vyvozována pneumatickým (obr. 3.15), elektrickým či elektrohydraulickým napínacím zařízením, nebo mechanicky.



Obr. 3.15 Pneumatické napínání [8]

### 3.1.6 Příslušenství pásových dopravníků

Příslušenství pásových dopravníků slouží k zabezpečení spolehlivého chodu. Úkolem je především chránit dopravní pás před poškozením a sledovat chod dopravníku.

K příslušenství pásových dopravníků lze zařadit:

- zařízení pro přivádění materiálu na pás,
- zařízení pro odvádění materiálu z pásu,
- zařízení pro čištění pásu,
- bezpečnostní zařízení na vypínání pásu,
- brzdy a bočnice.



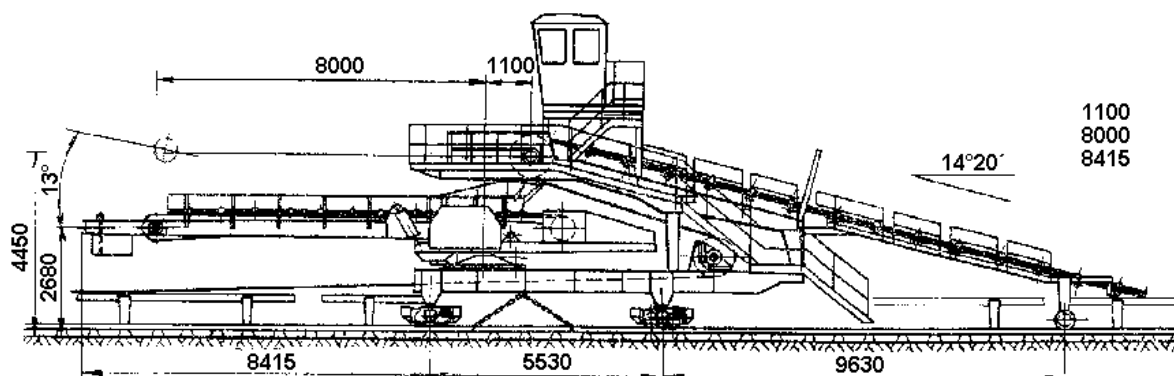
Pro přívod materiálu na pás slouží násypky. Na podávacím místě jsou dopravní pás a jeho podpěrné prvky vystaveny účinkům kinetické energie padajícího materiálu a musí ji pohltit. Proto je nutné přivádět materiál na pás z co nejmenší výšky a pokud možno ve směru dopravy a dopravní rychlosti.

Materiál je z dopravního pásu odebírán na výsypném bubnu, popř. v libovolném místě pomocí shrnovače (obr. 3.16), anebo shazovacího vozu (obr. 3.17). Jestliže je materiál předáván na další dopravník, jedná se o přesyp, pokud doprava končí, jedná se o výsyp. Shrnovače mohou být jednostranné, nebo oboustranné. Jsou umístěny na jedno místo pásového dopravníku. Zvedání do nepracovní polohy je realizováno mechanicky, nebo pomocí pneumatických či hydraulických přímočarých motorů.



Obr. 3.16 Shrnovač pásového dopravníku [25]

Shazovací vůz je použit v případě, kdy potřebujeme odvádět materiál po celé délce pásového dopravníku.



Obr. 3.17 Shazovací vůz [26]

Brzdy pásových dopravníků jsou nejčastěji čelistové, umístěné na vstupním hřídeli převodovky pohonu. Při zapnutém pohonu se brzda odbrzdíje elektromagnetem nebo elektrohydraulickým odbrzdovačem, jenž brzdu při vypnutí pohonu nebo přerušení dodávky proudu samočinně zabrzdí.

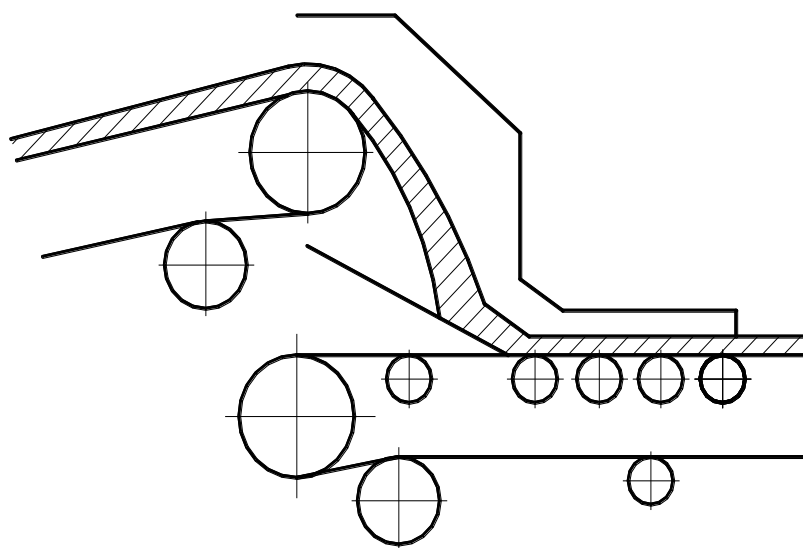
Při dopravě vlhkého a lepivého materiálu se vytváří na dopravním páse, bubnech a válečkách nežádoucí znečištění. Proto je nutné zajistit čištění dopravního pásu. Stěrače (obr. 3.18) bývají umístěny na výsypném bubnu, nebo v jeho blízkosti. Používá se škrabka s pryžovou hranou, která je k pásu přitlačována závažím, nebo pružinou.



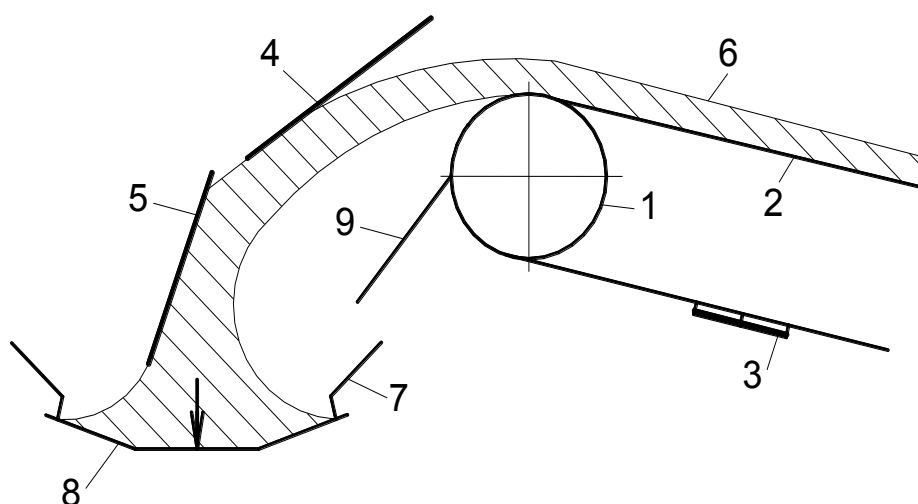
Obr. 3.18 Stěrač dopravního pásu [27]

## 4 PŘESYP PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU

Přesyp je místo, kde se materiál předává z jednoho pásového dopravníku na druhý. „Používá se pro přímý směr (obr. 4.1) a pro změnu směru od  $0^\circ$  do  $105^\circ$  doleva či doprava (obr. 4.2), nebo pro vybočení od přímého směru.“ [5]



Obr. 4.1 Přímý přesyp [3]



Obr. 4.2 Schéma pravoúhlého přesypu [1]

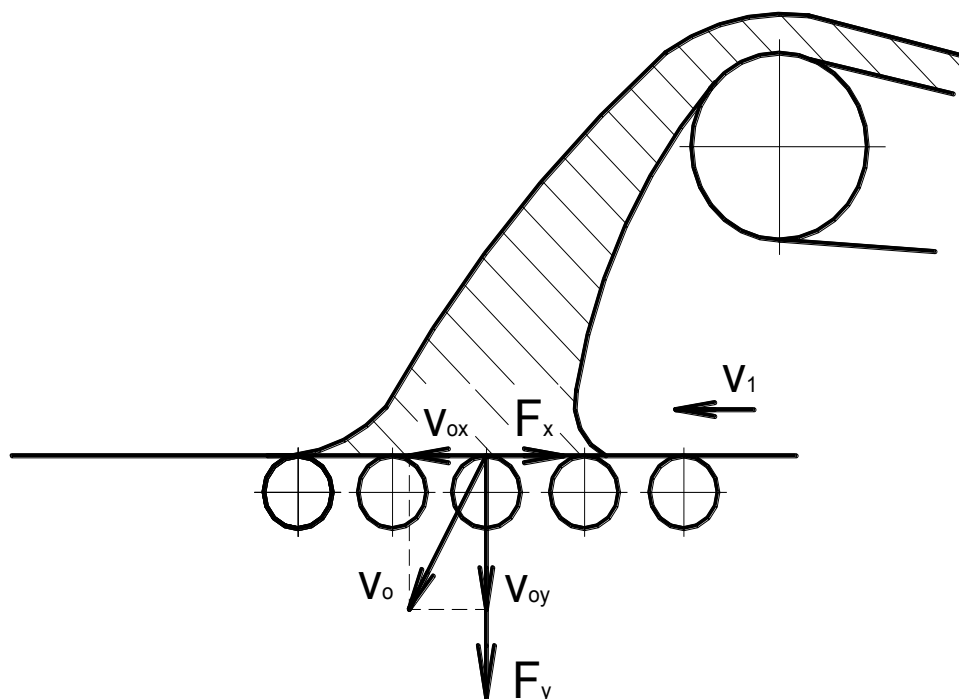
1 – vynášecí buben, 2 – pryžový pás, 3 – stírač spodní větve, 4 – horní část tlumicího štítu, 5 – spodní část tlumicího štítu, 6 – tok těživa, 7 – násypka, 8 – horní větev následujícího dopravníku, 9 – tangenciální stírač

Na přesypy jsou kladeny tyto požadavky:

- soustředění toku těživa,
- usměrnění toku těživa do středu následujícího dopravního pásu bez vyvození bočních sil na pryžový pás,
- minimální stavební výška.

Přesypy se umísťují na předávající dopravník, přesypová stolice je upevněna na odebírajícím dopravníku.

Na pásový dopravník je materiál přiváděn na podávacím místě. Na přesypové stolici je dopravní pás a podpěrné prvky vystaveny účinkům padajícího materiálu a musí pohltit značné množství kinetické energie (obr. 4.3). Dopravní pás je zde často poškozen průrazy. Pro dosažení odpovídající životnosti dopravního pásu je nutné, aby dopadající materiál byl malé kusovitosti a přiváděn z malé výšky, ve směru dopravy a dopravní rychlostí.



Obr. 4.3 Účinky padajícího materiálu [8]

## 4.1 Požadavky na přesyp

„Hlavní problémy přesypů jsou:

- nalepování funkčních elementů, vznik závalů,
- rotační energie materiálu,
- poškozování dopravního pásu a součástí přesypu,
- přepadávání těživa přes okraje dopravního pásu, netěsnost násypek,
- vysoká prašnost a hlučnost.

Dopadová stolice musí zajistit následující požadavky:

- urychlení těživa,
- utlumení pádové energie těživa,
- zklidnění toku těživa,
- snížení opotřebení pásu,
- utěsnění.“ [9]

### 4.1.1 Urychlení těživa

V důsledku prostorové změny směru toku těživo zpravidla hned nedosahuje rychlosti následujícího dopravníku  $v$ , ale postupně se na ni urychluje z počáteční rychlosti  $v_p$ . Při urychlování těživa vznikají velké energetické ztráty způsobené jak vlastním urychlováním, tak také třením mezi pásem, stěnami násypky a bočnicemi. Ty významně zvyšují velikost potřebného výkonu pohonu pásového dopravníku. Při malých počátečních rychlostech  $v_p$  poté k urychlení těživa nemusí vůbec dojít nebo na značné délce pásového dopravníku. Tento jev s sebou nese nebezpečí závalů na přesypu, neuklidnění toku těživa, přepadávání těživa ve střední části, zvýšené opotřebení pásu apod..

### 4.1.2 Utlumení pádové energie

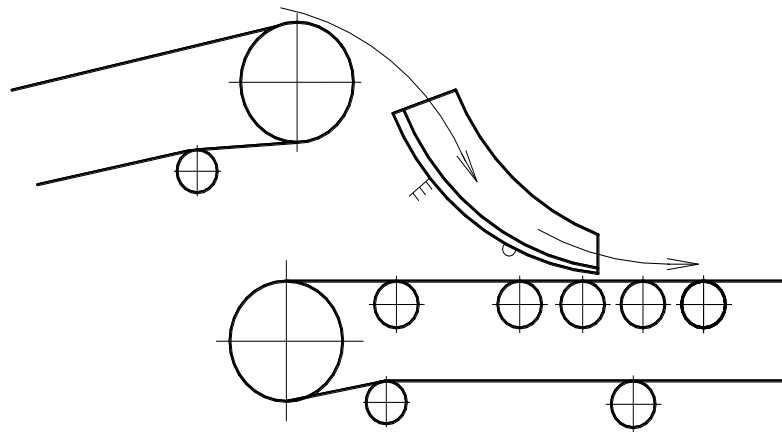
Intenzita namáhání elementů přesypu je závislá na velikosti:

- pádové energie,
- rázové síly,
- odolnosti pásu proti průrazům.

## Pádová energie

Velikost pádové energie je možné snížit hlavně konstrukcí přesypu, tzn:

- snížením pádové výšky,
- snížením velikosti kolmé složky dopadové rychlosti  $v_k$ , tj. správným usměrněním dopadu těživa pod vhodným úhlem na pás,
- použitím stolice s vysokým sklonem bočních válečků ( $\geq 60^\circ$ ) v místě dopadu, jelikož dovoluje dosažení nižší velikosti kolmé složky dopadové rychlosti i při šikmém dopadu těživa,
- instalací skluzů (obr. 4.4).



Obr. 4.4 Skluz pro přivádění materiálu na dopravní pás [8]

Funkcí skluzu je mimo utlumení pádové energie také usměrnění těživa do směru následujícího pásu s určitou rychlostí.

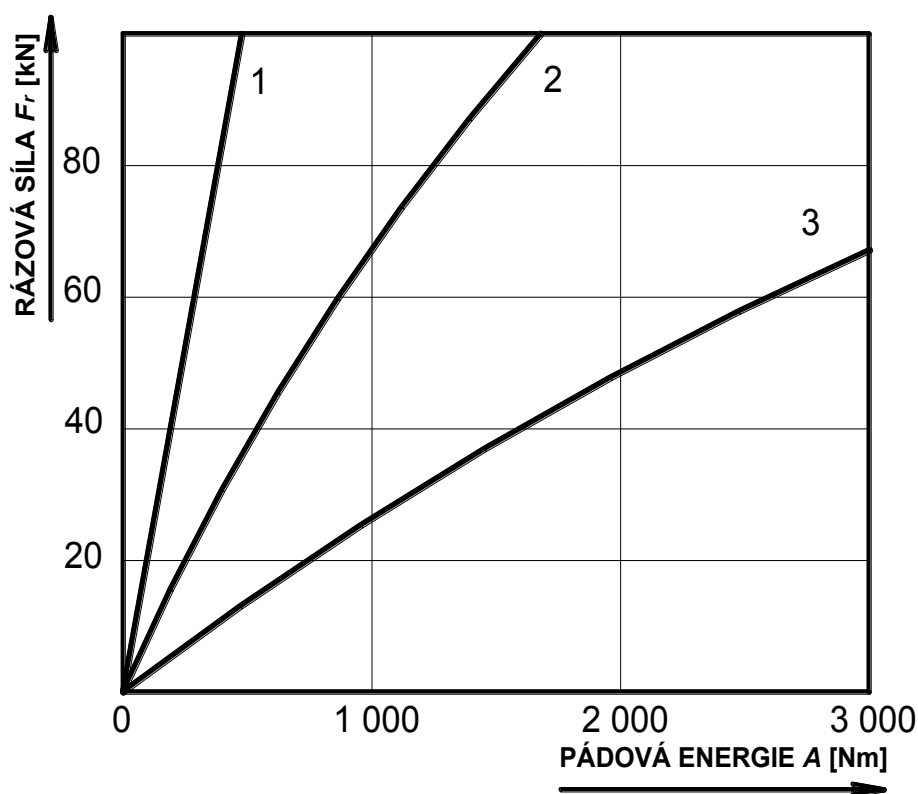
## Rázová síla

Dopadem kusovitého těživa na pás dochází k šikmému excentrickému rázu, pro který je charakteristické krátkodobé působení velké rázové síly.

Velikost rázové síly je závislá na:

- deformační schopnosti místa dopadu (odporu proti stlačování pásu a jeho bezprostředního okolí),
- poměru hmot mezi padajícím kusem těživa a dopadovým místem.

Na obr. 4.5 je znázorněna závislost rázové síly a pádové energie pro různá provedení dopadových stolic. Je patrné, že pro dopadová místa je výhodné používat pružně zavěšené girlandové stolice.



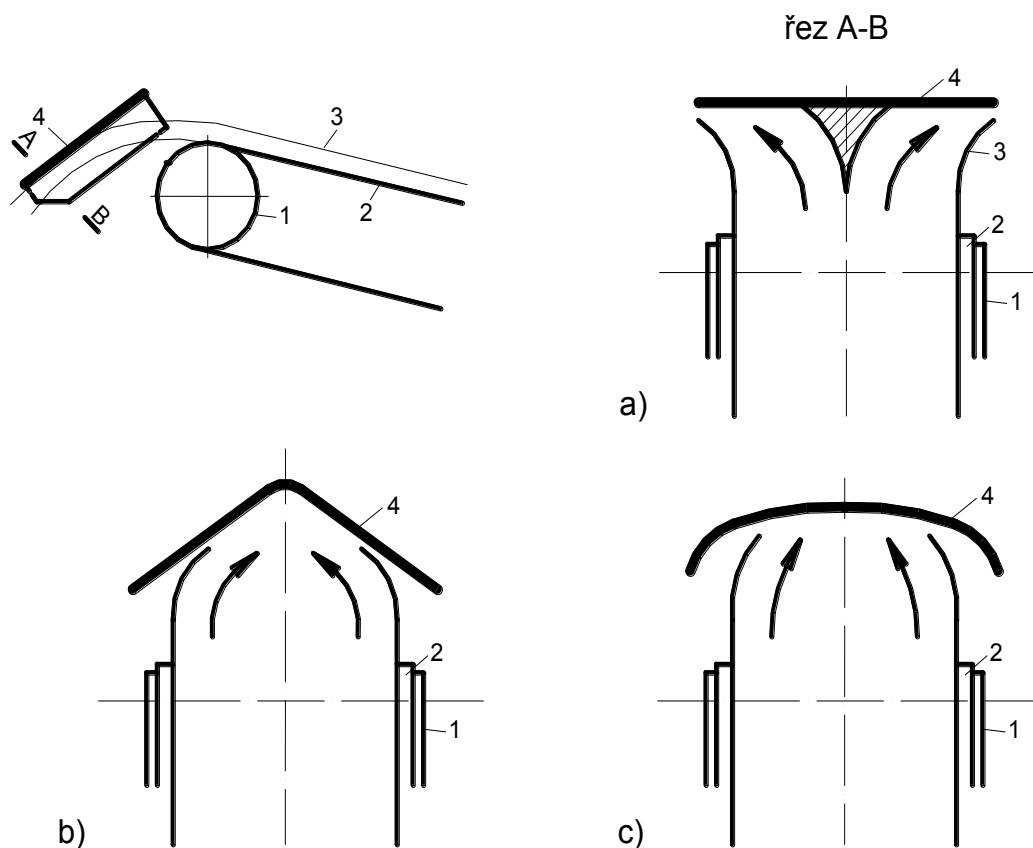
Obr. 4.5 Rázová síla v závislosti na provedení místa dopadu [9]

1 – pevné válečkové stolice, 2 – pevné pogumované stolice, 3 – pružně zavěšené girlandové stolice

Velikost rázové síly můžeme omezit instalací tlumícího štítu (obr. 4.6).

Tlumící štít musí splnit následující požadavky:

- maximálně utlumit příčnou složku rychlosti na následující pás,
- nesmí tlumit složku rychlosti ve směru následujícího pásu,
- tlumit dynamické účinky těživa a soustředit jej do úzkého proudu.



Obr. 4.6 Tvary tlumících štítů [1]

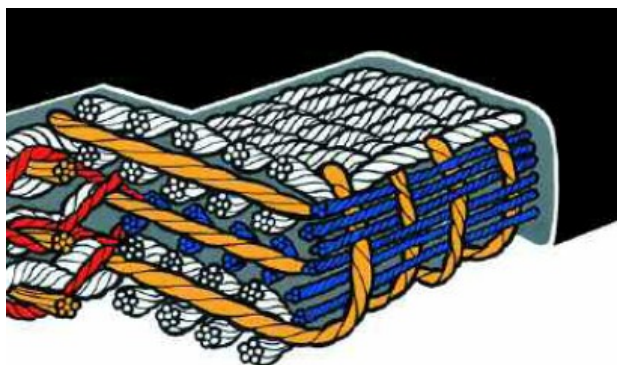
a) plochý štít, b) složený ze dvou rovných ploch spojených válcovou plochou, c) elipticky tvarovaný

1 – vynášecí buben, 2 – dopravní pás, 3 – těživo, 4 - štít

### Odolnost pásu proti průrazům

Můžeme ji zvýšit použitím:

- protiprůrazových vložek (zejména monoply vložky, obr.4.7),
- pevnějších vložek.



Obr. 4.7 Dopravní pás s monoply vložkou [28]



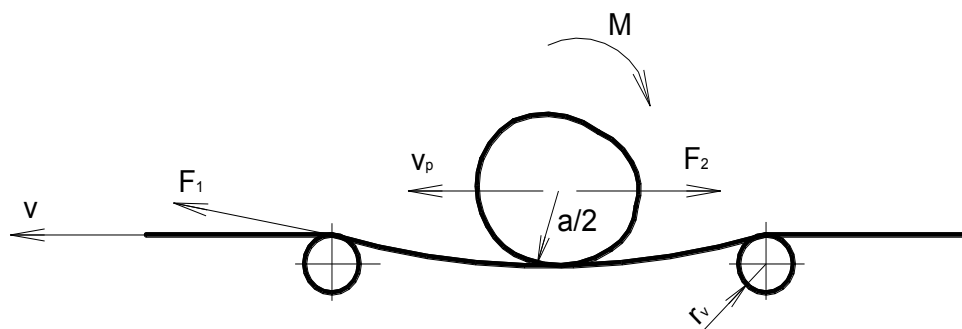
### 4.1.3 Zklidnění toku těživa

Při dopravě kusovitého materiálu vyšší dopravní rychlostí hrají významnou roli následující jevy:

- rotace kusů,
- odpoutání těživa od pásu.

#### Rotace kusů

V místě dotyku s pásem působí na kus těživa urychlující třecí síla  $F_1$ , která vytváří spolu se setrvačnou silou  $F_2$  moment  $M$ , který způsobuje rotaci (obr. 4.8). Rotační účinek roste s rozdílem rychlostí ( $v-v_p$ ) a velikostí kusů (rameno momentu  $a/2$ ).



Obr. 4.8 Rotace kusů na dopadové stolicí [9]

#### Odpoutání těživa od pásu

Při rychlosti  $v > \sqrt{g \cdot r_v}$ , kde  $r_v$  je poloměr válečku, nastává odpoutání těživa od pásu. Výška odpoutání závisí na rozteči válečkových stolic, tahu v pásu atd.. Odpoutáním těživa od pásu je přerušen proces urychlování do doby, než dojde k opětovnému přilnutí těživa k pásu.

Rotace kusů a odpoutání těživa od pásu negativně ovlivňují vlastní proces urychlování těživa. K řešení tohoto problému patří také použití tzv. uklidňovacího úseku, který navazuje na vlastní přesyp.

## 4.2 Řešení dopadového místa

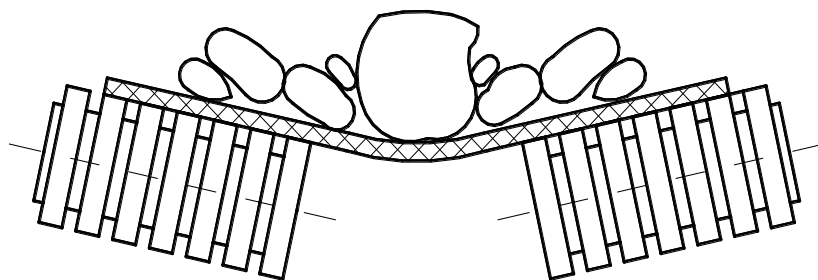
U kratších dopravníků se zabraňuje proražení pásu použitím pásu se silnější horní krycí vrstvou, popř. použitím pásu s protipřůrazovou úpravou vložek. U dlouhých dopravníků je nutné problém řešit úpravou příváděcího místa.

Prvním opatřením je zhuštění válečkových stolic v místě podávání mat. na pás a použitím kotoučových válečků s pryžovými disky (obr. 4.9). Pružnou deformací pryžových disků se zmaří část energie padajícího materiálu.



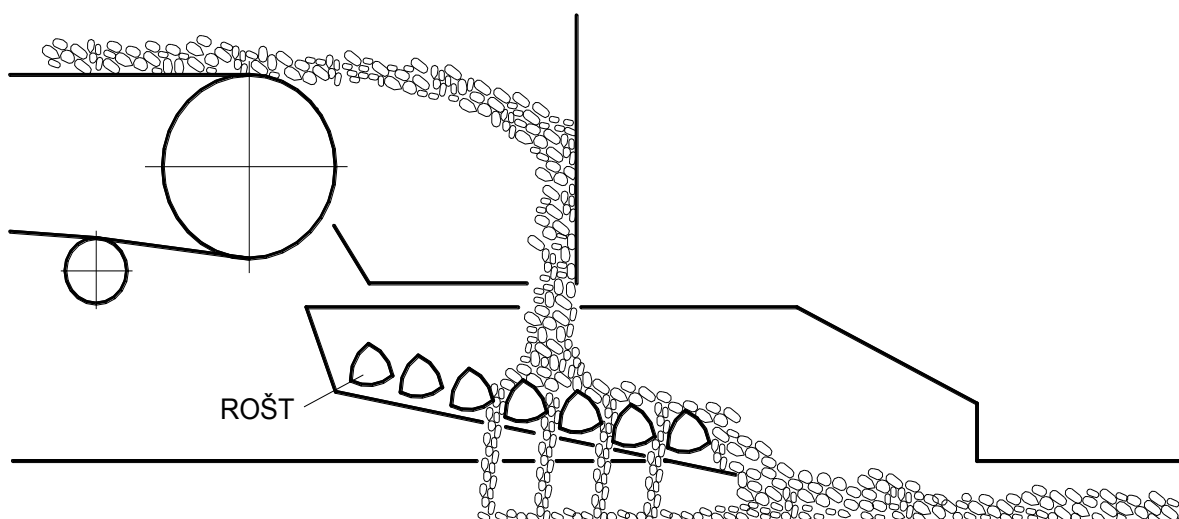
Obr. 4.9 Dopadová stolice pásového dopravníku [29]

Pokud jsou v příváděném materiálu nahodile větší kusy, utlumení nárazů pomáhá uspořádání válečkové stolice bez středního válečku (obr. 4.10), nebo se sníženými středními válečky. Při pádu velkého a těžkého kusu mat. se pás prověsí mezi krajními válečky a třením o ně a jejich pružnou deformací se pohltí kin. energie padajícího kusu.

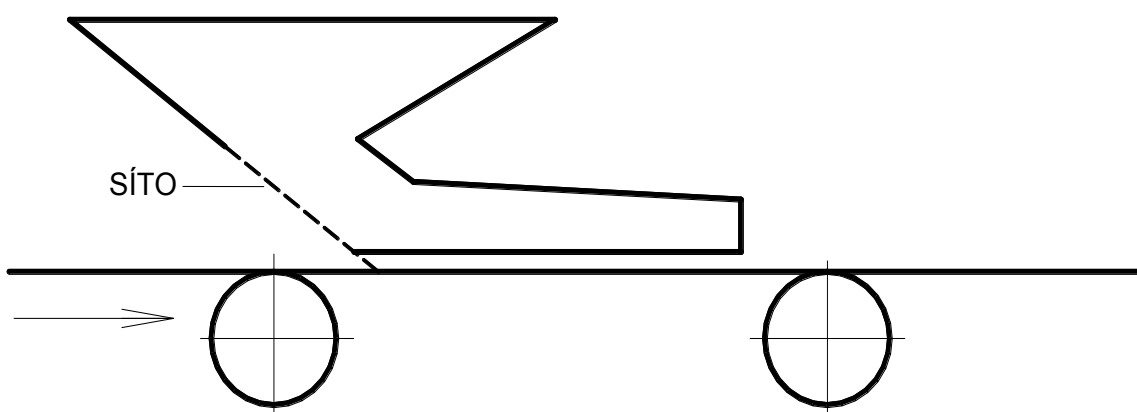


Obr. 4.10 Uspořádání dopadového místa bez středního válečku [8]

Sypké mat. různé zrnitosti jsou na pás přiváděny přes rošty (obr. 4.11), nebo síta (obr. 4.12). Na pás propadává nejdříve jemný materiál, jenž tvoří tlumící a ochrannou vrstvu při dopadu větších kusů.



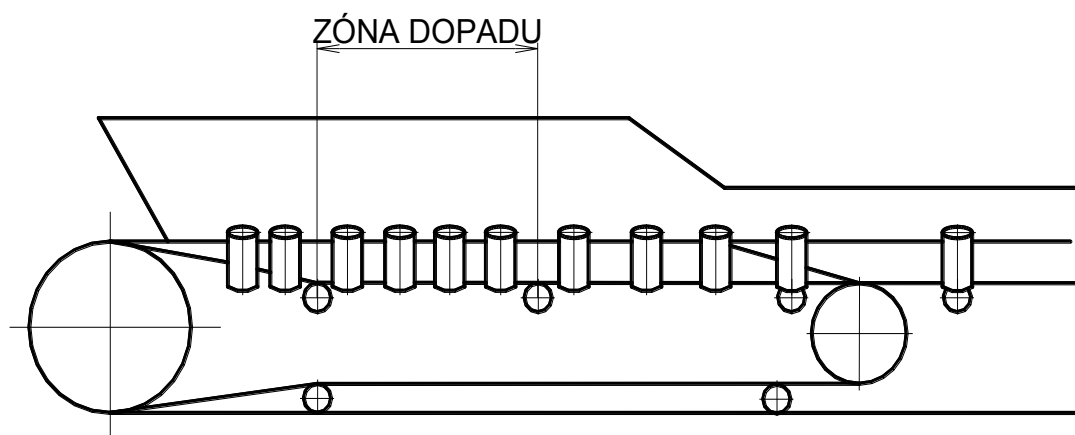
Obr. 4.11 Přivádění materiálu na pás pomocí roštu [8]



Obr. 4.12 Přivádění materiálu na dopravní pás pomocí síta [2]

Další aplikací je girlandová dopadová stolice, která sestává ze tří nebo pěti dopadových válečků a má zesílené provedení spojovacích elementů. Zavěšena je pomocí tlumících elementů, např. pryžových silentbloků nebo mechanických pružin.

Pro snížení velikosti rázové síly působící na dopravní pás (viz. tab. 4.1) je nevhodnější varianta dopadového místa s podpěrným pomocným pásem (obr. 4.13) nebo volným nepodepřeným pásem (obr. 4.10). Podpěrný pás musí být opatřen kluznými vodítky.

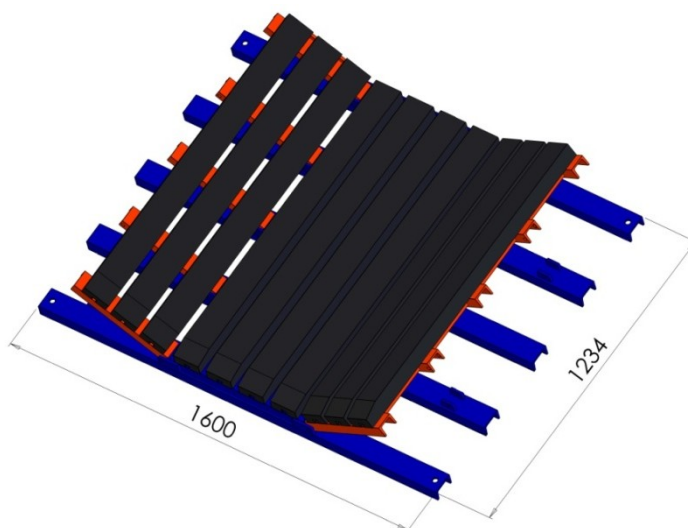


Obr. 4.13 Provedení s podpěrným pomocným pásem [9]

Tab. 4.1 Poměr rázových sil v závislosti na typu dopadového místa [9]

Provedení dopadového místa	Poměr rázových sil (působících na pás)
Pevné válečkové stolice (válečky pogumované)	1,0
Pětiválečkové girlandy s tlumiči (válečky s gumovými kotouči)	0,8
Volný nepodepřený pás (obr. 4.10)	0,35
Pás podepřený pomocným pásem (sekundárním) (obr. 4.13)	0,25

U pásových dopravníků používaných v pískovnách se v poslední době stále častěji vyskytuje přesypová stolice tvořená impaktními tyčemi (obr. 4.14).



**Obr. 4.14** Dopadová stolice s impaktními tyčemi [30]

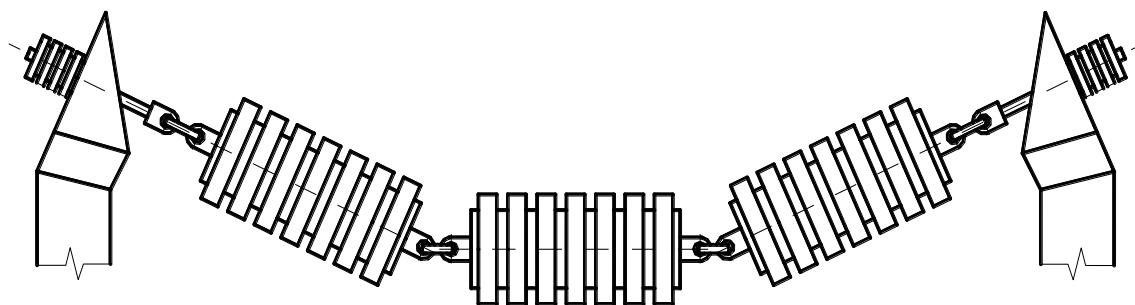
## 5 KONCEPČNÍ NÁVRH PŘESYPOVÉ STOLICE

V předešlé kapitole byly uvedeny různé typy přesypových stolic. Pro řešení této diplomové práce jsem volil mezi dvěma variantami přesypů. Rozhodoval jsem mezi válečkovou stolicí a stolicí s impaktními tyčemi.

### 5.1 Válečková dopadová stolice

U válečkové dopadové stolice jsem zvolil girlandové uspořádání (obr. 5.1). Oproti pevné válečkové stolicí má následující výhody:

- snížení dynamického účinku kusovitého těživa při přechodu přes válečkovou stolicí,
- lze vytvořit vysoký sklon bočních válečků,
- lepší podepření pásu.

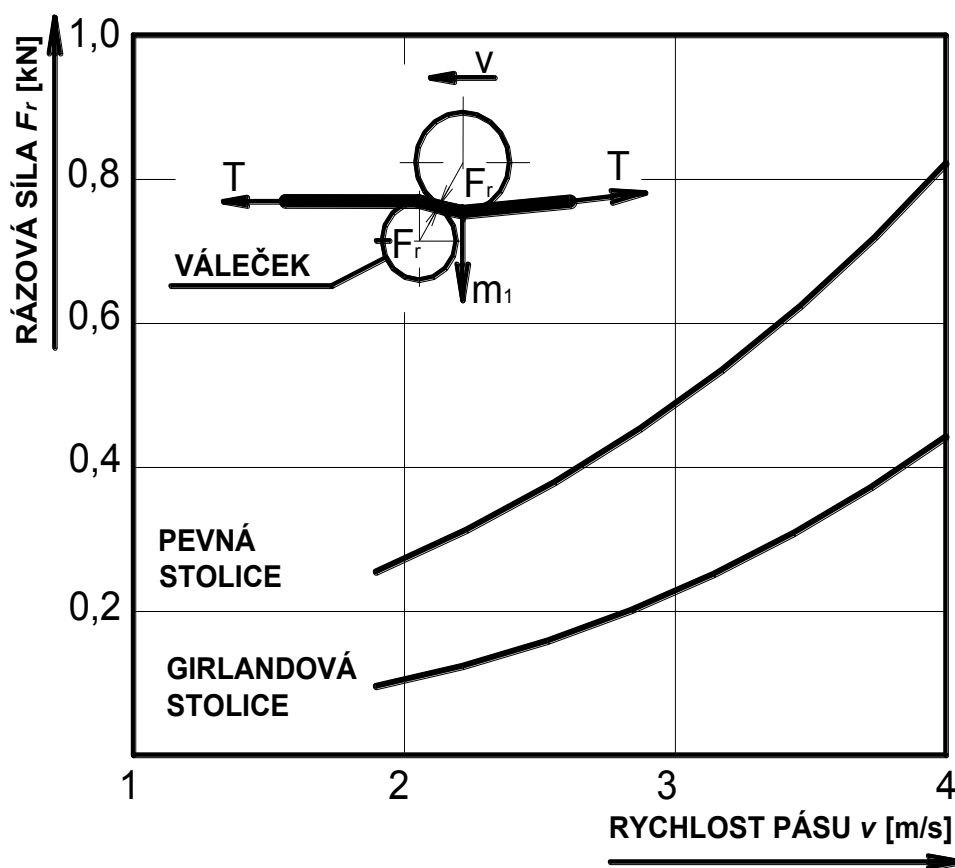


Obr. 5.1 Dopadová girlandová stolice [9]

Přechodem kusovitého materiálu přes válečkovou stolicí dochází k rázu. Velikost rázové síly  $F_r$  závisí na deformačních schopnostech místa rázu, dopravní rychlosti  $v$  a tahu v pásu  $T$ .

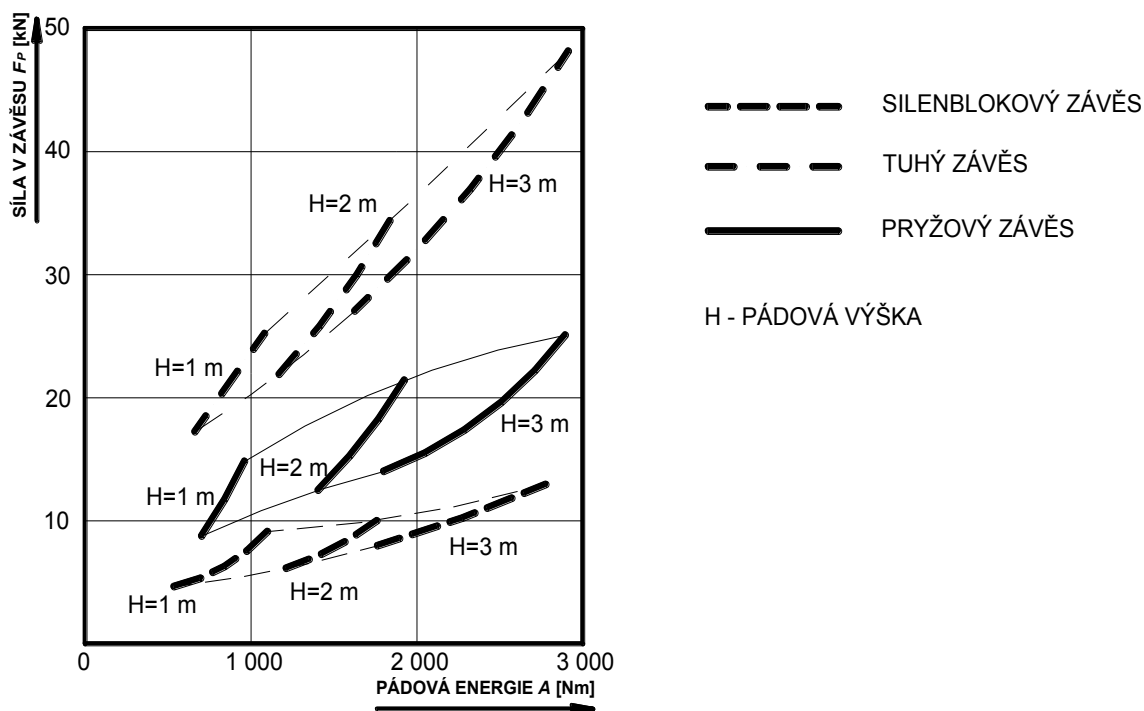
$$F_r = \frac{m_{st} \cdot v^2}{T} \quad [N] \quad (1)$$

Velikost rázové síly lze pro danou dopravní rychlost snížit zvětšením tahu v dopravním pásu a zvýšením pružnosti válečkových stolic použitím girlandových (obr. 5.2).



Obr. 5.2 Závislost rázové síly na provedení válečkových stolic a dopravní rychlosti [9]

Pro dopadovou stoličku je výhodné použít závěsy s pryžovými elementy či mechanickými pružinami (obr. 5.3).



Obr. 5.3 Vliv pádové energie na namáhání girland při různých typech závěsů [9]

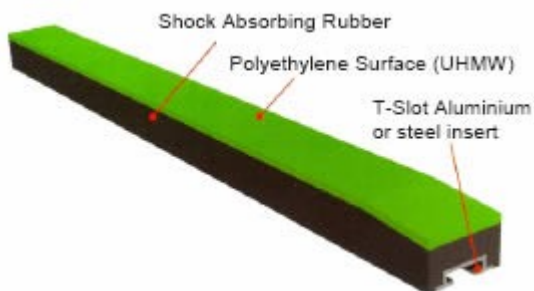
## 5.2 Dopadová stolice s impaktními tyčemi

Jak již bylo zmíněno dříve, tento typ dopadové stolice se začíná prosazovat v pískovnách. Skládá se z impaktních tyčí (obr. 5.4), jež jsou přes závěsy upevněny na podélné nosníky. Hlavní část tyče je vyrobena z pryže, v níž je zavulkanizován kovový profil pro upevnění na závěsy. Horní část tyče je tvořena polyethylenovým plátem s nízkým koeficientem tření a vysokou otěruvzdorností (obr. 5.5).



Obr. 5.4 Impaktní tyč [31]





**Obr. 5.5** Popis jednotlivých částí impaktní tyče [32]

Oproti válečkovým stolicím má tento typ následující přednosti:

- podporu dopravního pásu v celé ploše stolice, čímž eliminuje poškození pásu (průrazy) a minimalizuje spad materiálu,
- při dopadu materiálu dochází k dodatečnému tahovému namáhání dopravního pásu vlivem průvěsu nad impaktními tyčemi,
- utěsnění bočnic násypky dopadové stolice, jelikož se zde neobjevuje průvěs jako u válečkové stolice (obr. 5.6).



a)



b)

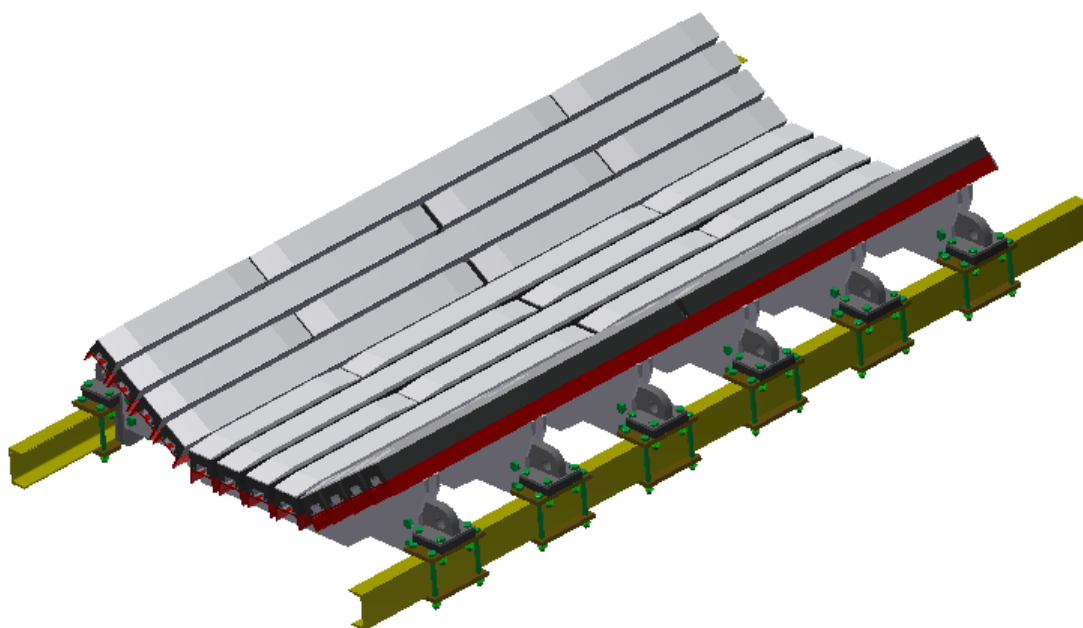
**Obr. 5.6** Násypka [32]

a – s válečkovou stolicí, b – se stolicí s impaktními tyčemi

## 6 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ DOPADOVÉ STOLICE

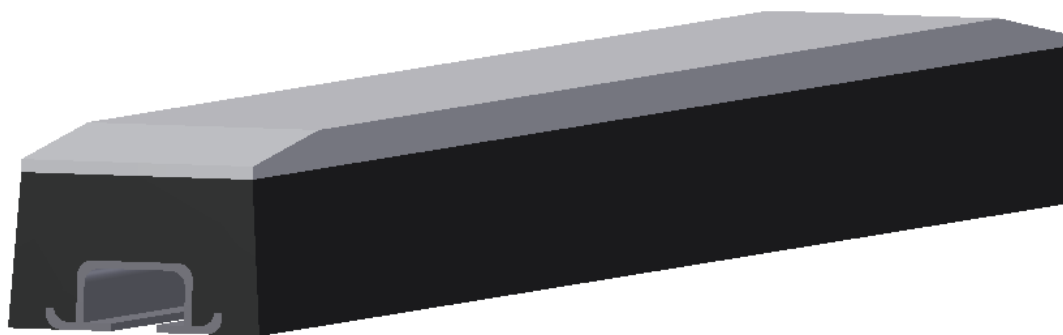
Z hlediska vlastností výše popsaných dvou typů stolic jsem vybral pro konstrukční návrh dopadovou stolicí s impaktními tyčemi (obr. 6.1). Významným aspektem je především delší životnost dopravního pásu (z hlediska omezení průrazů), minimalizace propadu materiálu v místě násypky, absence pohyblivých částí a z toho vyplývající vyšší spolehlivost a bezpečnost.

K další významné přednosti patří uklidnění materiálu (s tím související dřívější urychlení materiálu na rychlost dopravníku), jelikož zde nejsou žádné elementy, které by podmiňovaly rotaci jednotlivých kusů materiálu. S tím souvisí také nižší opotřebení dopravního pásu od dopravovaného materiálu.

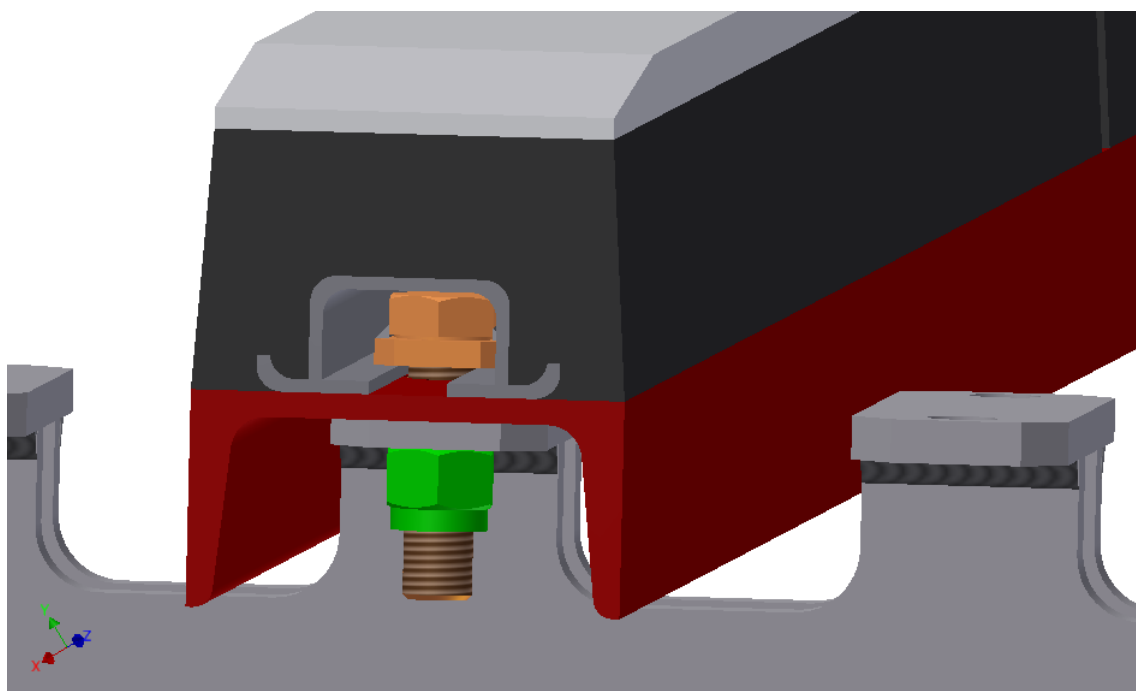


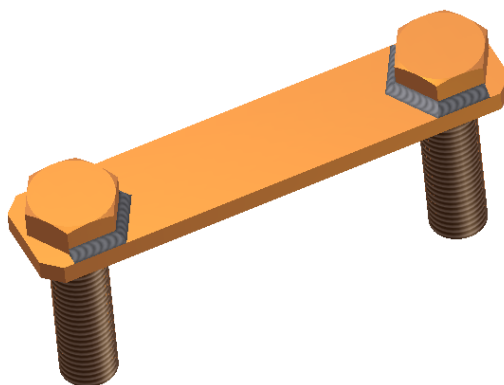
Obr. 6.1 Model dopadové stolice s impaktními tyčemi

Při návrhu dopadové stolice jsem vycházel z konstrukcí dopadových stolic s impaktními tyčemi používaných v pískovnách. Jelikož v hlubinných dolech jsou na přesyp kladeny vyšší nároky (doprava větších kusů materiálu), impaktní tyče (obr. 6.2) zde tvoří pouze funkci tlumení energie dopadajícího materiálu, nosnou funkci přebírají nosné tyče.

**Obr. 6.2** Impaktní tyč

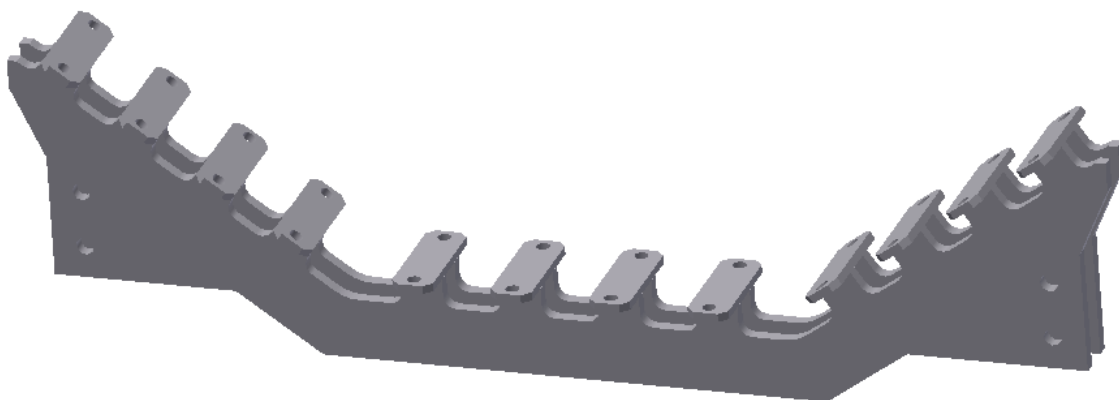
Impaktní tyč tvoří vlastní pryžové těleso, na jehož horní části je umístěn polyethylenový profil s vysokou otěruvzdorností. Do pryžového tělesa je ze spodní části zavulkánizován hliníkový (pro doly ocelový) profil. Ten slouží k uchycení impaktní tyče k tyči nosné. Uchycení se realizuje pomocí patky (obr. 6.4). Jedná se o svařenec složený z ocelového pásu a 2 šroubů.

**Obr. 6.3** Spojení impaktní a nosné tyče s nosičem pomocí patky



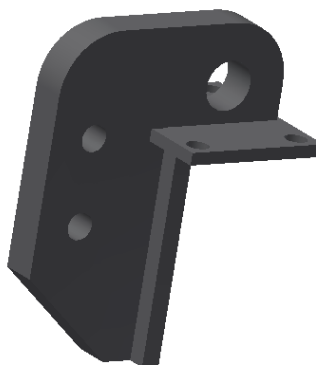
**Obr. 6.4** Patka pro přichycení impaktní tyče k tyči nosné

Impaktní a nosné tyče se dále pomocí patek připevňují nosičům (obr. 6.3), které tvoří nosnou část dopadové stolice. Nosič (obr. 6.5) je složen ze dvou stejných profilů tvarovaných do korýtkového tvaru, k nimž jsou přivařeny spodní patky.



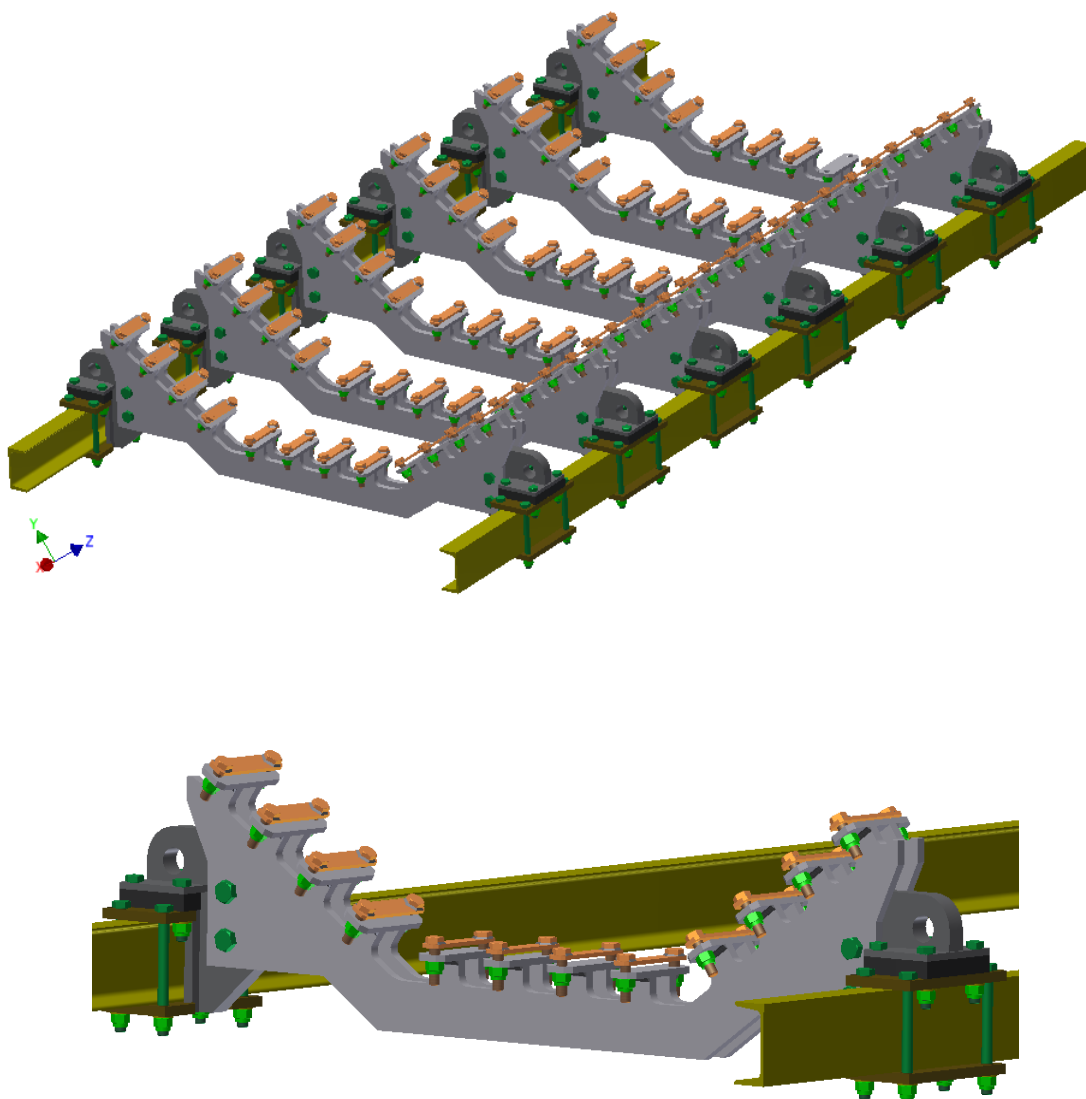
**Obr. 6.5** Nosič

Nosiče s nosnými a impaktními tyčemi jsou šrouby spojeny se závěsy (obr. 6.6).



**Obr. 6.6** Závěs

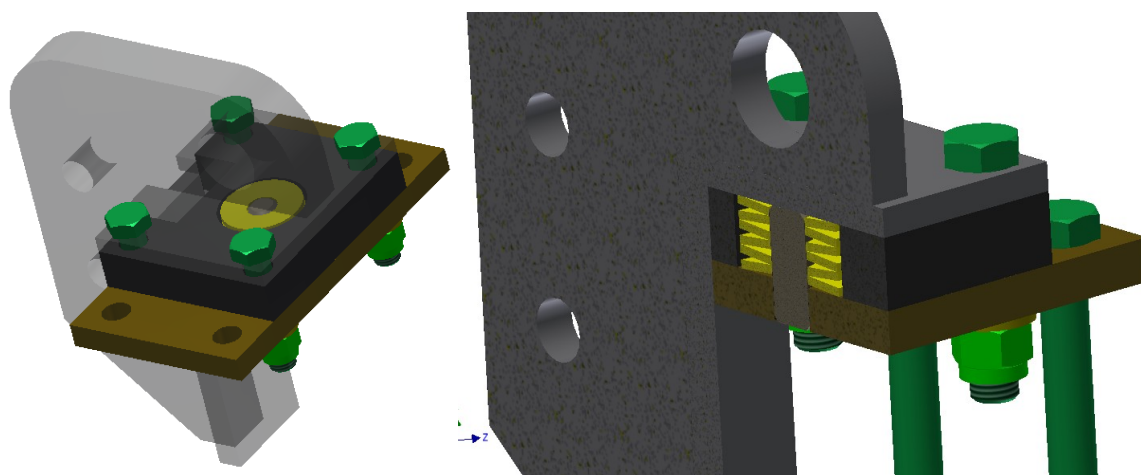
Závěsy se mohou umisťovat na libovolné místo tratě a v různých roztečích (obr. 6.7). Doporučené vzdálenosti mezi jednotlivými závěsy jsou uvedeny v kapitole 6.3. Délka dopadové stolice může být 1 235, 1 875 a 2 470 mm.



**Obr. 6.7** Umístění závěsů na podélné nosníky pásového dopravníku

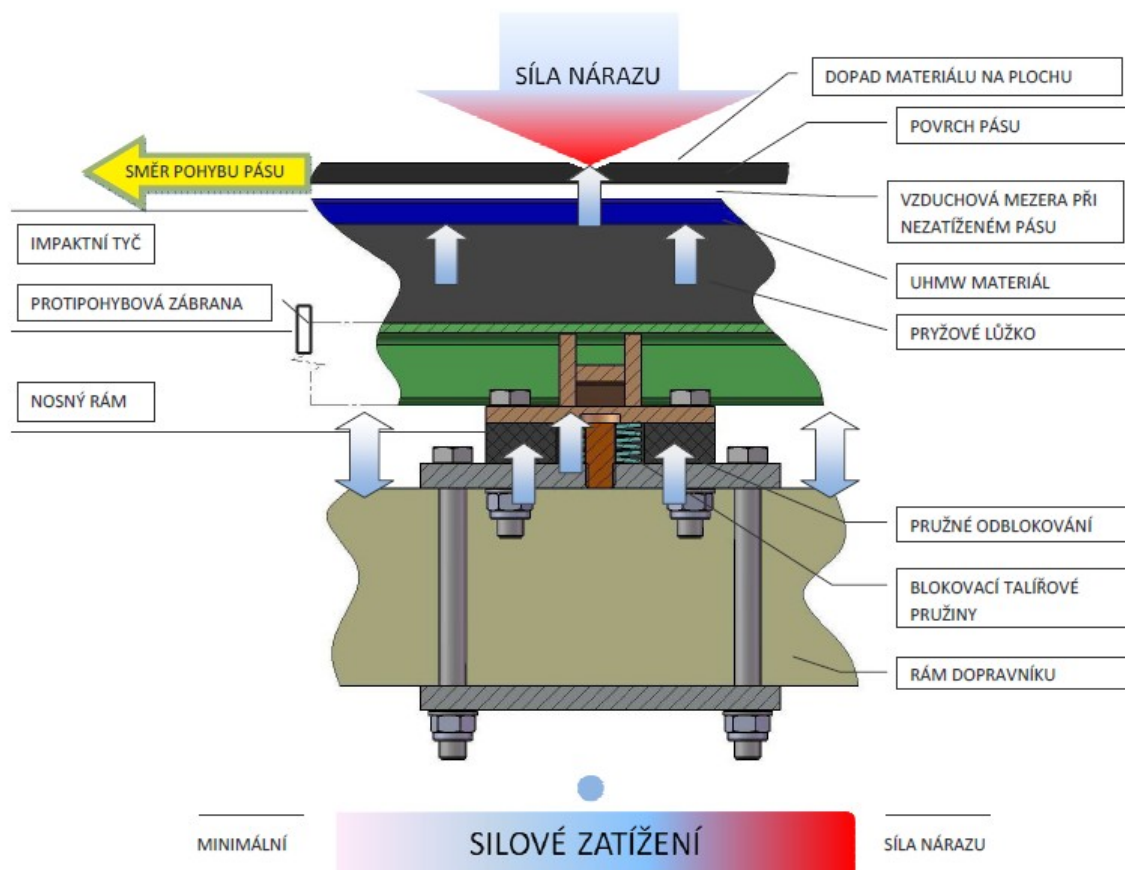
Vlastní závěs je přes pryžovou podložku šroubově uchycen k horní přírubě. Mezi horní a spodní přírubou je sevřený podélník dopravníku (obr. 6.7).

V pryžové podložce jsou uloženy talířové pružiny, které vede čep, jenž je zašroubovaný v horní přírubě (obr. 6.8).



Obr. 6.8 Detail uložení talířových pružin

V konstrukci dopadové stolice je použito společně více typů tlumení rázové síly od dopadajícího materiálu (obr. 6.9). Předně je dopravní pás umístěn 20 mm nad dopadovou stolicí, čímž při dopadu materiálu se zvětší tahová síla v pásu a ten klade odpor. Další tlumící element je pryžové těleso impaktní tyče.



Obr. 6.9 Silové poměry na dopadové stolicí

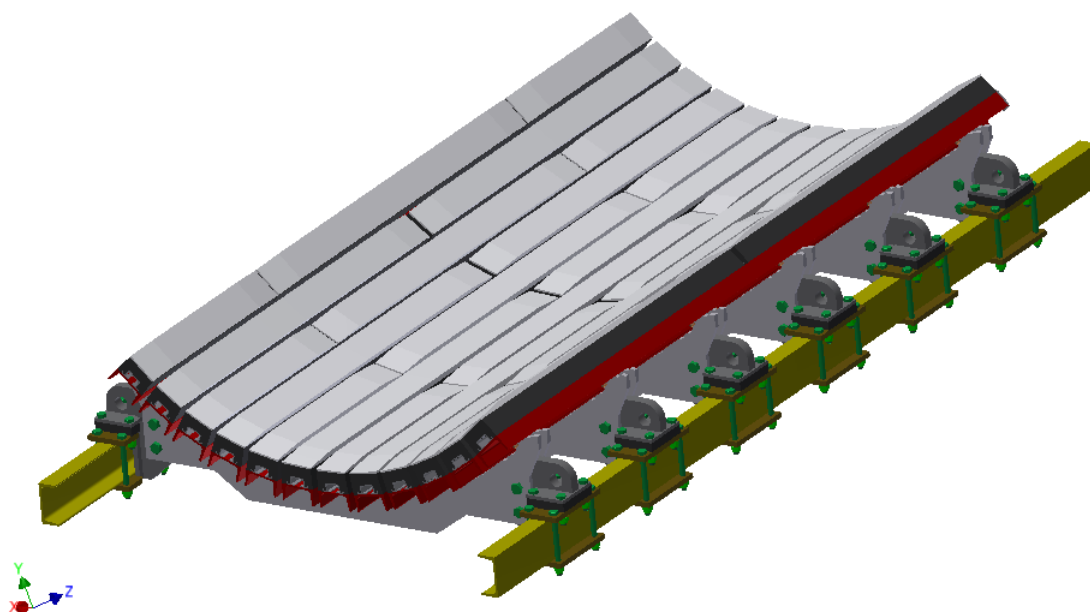
Přenos vibrací z dopadové stolice na rám dopravníku tlumí kombinace pryžové a talířové pružiny.

Předností pryžové pružiny je velké vnitřní tření a schopnost akumulovat energii.

K výhodám talířových pružin patří použití pro přenos velkých zatěžujících sil při malé deformaci pružin. Je použito protisměrné uložení talířových pružin, kdy platí, že síla sady talířových pružin je rovna působící síle.

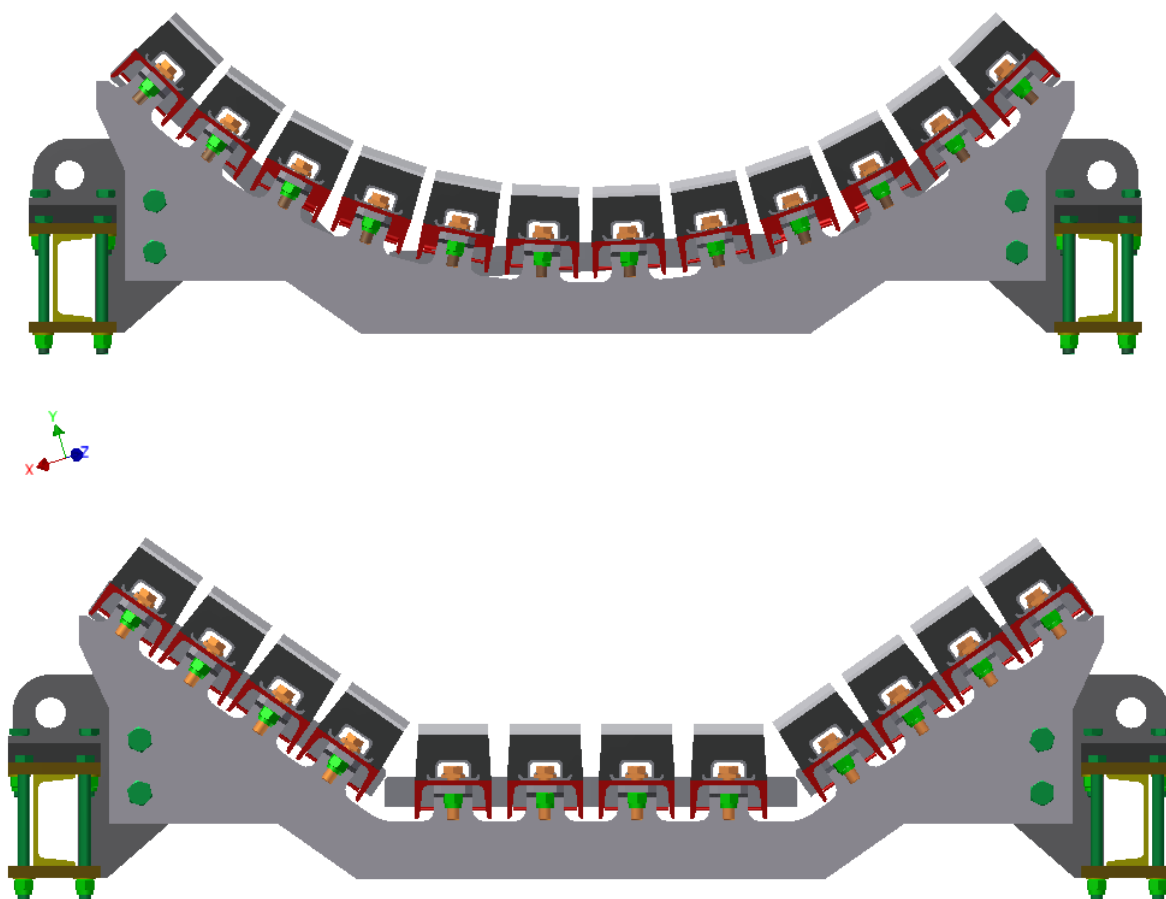
## 6.1 Odvozené typy dopadové stolice

Výše uvedený typ dopadové stolice zachovává tvar tříválečkové stolice. Pro snížení příčného namáhání pásu při dopadu materiálu je výhodné tvarovat stolicí podle průhybu dopravního pásu (obr. 6.10).



Obr. 6.10 Dopadová stolice tvarovaná podle průhybu dopravního pásu

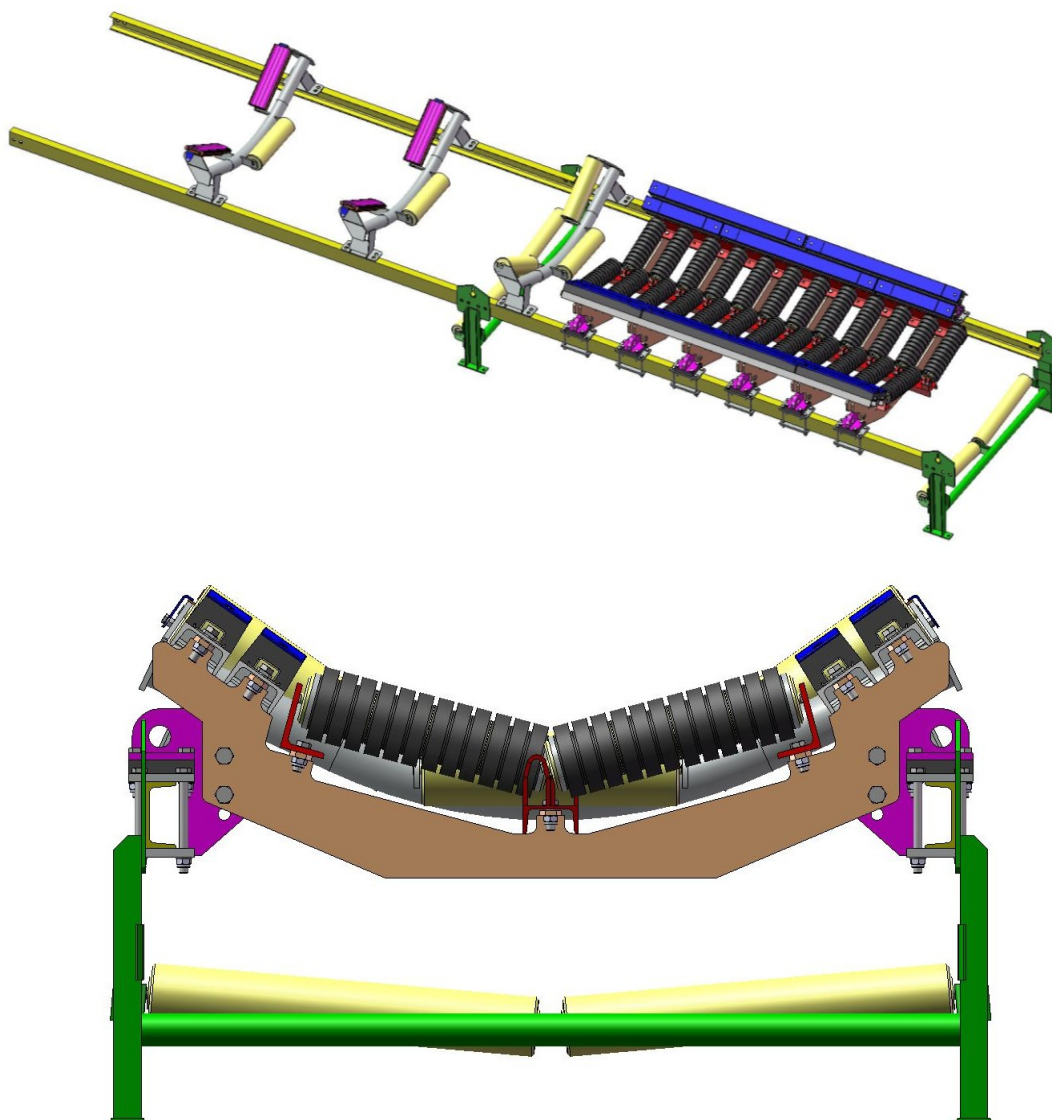
Na obr. 6.11 je uvedeno porovnání dopadové stolice tvarované dle průhybu dopravního pásu a dle tvaru tříválečkové stolice.



**Obr. 6.11** Porovnání navrhovaných tvarů dopadových stolic

Dalším typem je konstrukce dopadové stoličky, u níž je aplikována kombinace impaktních tyčí a válečků s pryžovými disky. Modifikace klasické dopadové stoličky, kdy boční válečky jsou nahrazeny impaktními tyčemi (obr. 6.12). Tvarování dopadového místa je přechodem mezi klasickým profilem tříválečkové stoličky a stoličky tvarované dle průhybu pásu. Boční impakty zvyšují bezpečnost provozu (omezení úrazů pracovníků).





Obr. 6.12 Dopadová stolička s dopadovými válečky a impaktními tyčemi

## 7 DIMENZE VYBRANÝCH SOUČÁSTÍ PŘESYPOVÉ STOLICE

### 7.1 Dimenze šroubů spojující závěs s nosičem stoly

#### 1 Statické zatížení (připadající na 1 nosič) $F_{stn}$

$$F_{stn} = m_{stn} \cdot g \quad [N]$$

kde:

$m_{stn}$  [kg] hmotnost stoly připadající na 1 nosič,  $m_{stn} = 144,92$  kg

$$F_{stn} = 144,92 \cdot 9,81 \quad [N]$$

$$\mathbf{F_{stn} = 1\,421,7\,N}$$

#### 2 Dynamické zatížení

Dynamické zatížení charakterizuje rázová energie, jejíž velikost pro různé typy dopadových stolic je experimentálně stanovena v tab. 7.1.

Z tab. 7.1 jsem zvolil rázovou energii  $E_r = 1\,892$  J (pro energii prvního poškození krycích vrstev pro 20 mm nad nosníkem)

**Dynamická zatěžující síla  $F_{dyn}$**

$$F_{dyn} = \frac{E_r}{B} \quad [N] \tag{2}$$

kde:

$B$  [mm] šířka dopravního pásu,  $B = (1\,200 \div 1\,400)$  mm, pro výpočet nejvyšší hodnoty dynamické zatěžující síly  $F_{dyn}$  použijí  $B = 1\,200$  mm

$$F_{dyn} = \frac{1\,892}{1\,200 \cdot 10^{-3}} \quad [N]$$

$$\mathbf{F_{dyn} = 1\,576,7\,N}$$

Tab. 7.1 Energie prvního poškození dopravního pásu při různých typech podepření [13]

Označení pásu	Pás podepřený válečkovými stolicemi		Pás podepřený nosníky				
	Ráz mezi válečky	Ráz na váleček	Pás na nosnících	Pás 10 mm nad nosníkem	Pás 20 mm nad nosníkem	Pás 30 mm nad nosníkem	Pás 40 mm nad nosníkem
	Energie prvního poškození vložky [J]						
<b>A</b>	1 381	908	473	473	698	698	-
<b>B</b>	1 381	1 381	698	698	698	946	946
<b>C</b>	1 091	908	946	946	946	946	-
<b>D</b>	1 381	1 854	946	1 047	1 396	946	946
	Energie prvního poškození krycích vrstev [J]						
<b>A</b>	1 381	1 019	946	946	946	989	-
<b>B</b>	2 066	1 381	1 396	1 419	1 396	1 396	1 047
<b>C</b>	1 717	1 368	1 047	1 396	1 396	1 396	-
<b>D</b>	3 273	1 854	1 419	1 419	1 892	1 892	1 892

### 3 Celková zatěžující síla $F$

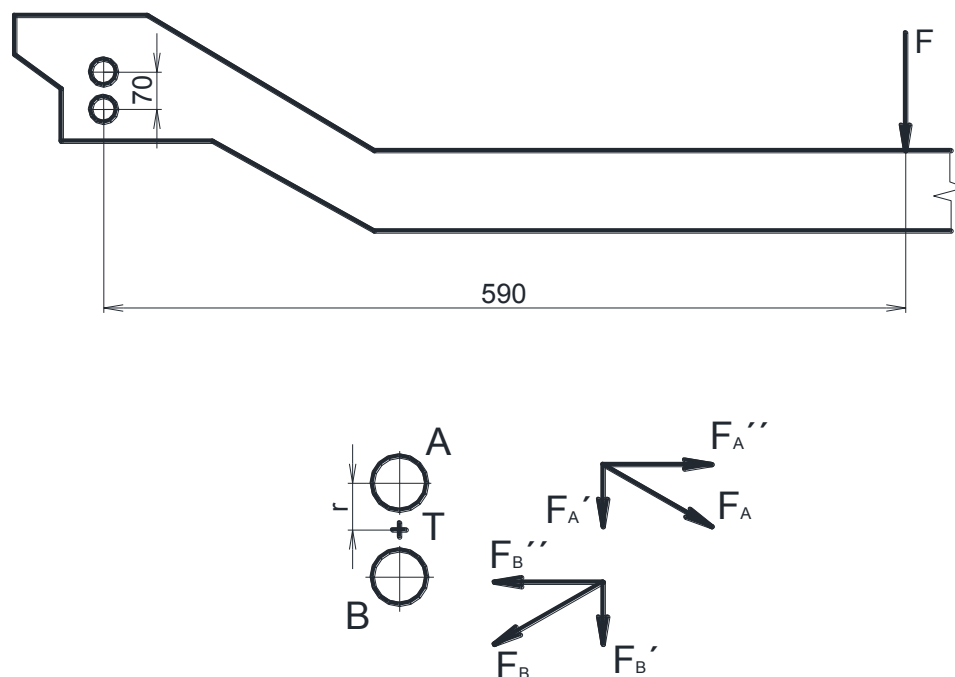
$$F = F_{st} + F_{dyn} \quad [N] \quad (3)$$

$$F = 1\,421,7 + 1\,576,7 \quad [N]$$

$$F = 2\,998,4 \, N \cong 3\,000 \, N$$

### 4 Dimenze šroubového spoje

Na obr. 7.1 je znázorněn nosič s působící silou  $F$  a potřebnými rozměry pro dimenzi šroubů.



Obr. 7.1 Síly působící na šrouby spojující nosič se závěsem

**Zatěžující moment  $M$** 

$$M = \frac{F}{2} \cdot \frac{l}{2} \cdot k_T \quad [Nm] \quad (4)$$

kde:

 $l$  [m] příčná vzdálenost šroubů,  $l = 1,18$  m $k_T$  [-] bezpečnost proti prokluzu spojovaných součástí, z [12] volím  $k_T = 1,2$ 

$$M = \frac{3\,000}{2} \cdot \frac{1,18}{2} \cdot 1,2 \quad [Nm]$$

$$M = 1\,062 \text{ Nm}$$

**Zatížení od posouvající síly  $F'$** 

$$F' = \frac{0,5 \cdot F \cdot k_T}{i} \quad [N] \quad (5)$$

kde:

 $i$  [-] počet šroubů,  $i = 2$

$$F' = \frac{0,5 \cdot 3\,000 \cdot 1,2}{2} \quad [N]$$

$$\mathbf{F'} = 900 \, N$$

**Třecí síly pod šrouby  $F''$**

$$F'' = \frac{M}{2 \cdot r} \quad [N] \quad (6)$$

kde:

$r$  [mm] vzdálenost šroubu od těžiště,  $r = 35 \, \text{mm}$  (obr.7.1)

$$F'' = \frac{1\,062}{2 \cdot 35 \cdot 10^{-3}} \quad [N]$$

$$\mathbf{F'' = 15\,171,4 \, N}$$

**Výsledná síla působící na jednotlivé šrouby**

$$F_A = F_B = \sqrt{F'^2 + F''^2} \quad [N] \quad (7)$$

$$F_A = F_B = \sqrt{900^2 + 15\,171,4^2} \quad [N]$$

$$\mathbf{F_A = F_B = 15\,198,1 \, N}$$

**Osové síly ve šroubech**

$$F_o = F_A \cdot \frac{1}{f_k} \quad [N] \quad (8)$$

kde:

$f_k$  [-] součinitel smykového tření mezi závěsem a nosičem, z [12] volím  
 $f_k = 0,25$

$$F_o = 15\,198,1 \cdot \frac{1}{0,25} \quad [N]$$

$$\mathbf{F_o = 60\,792,4 \, N}$$

**Návrh velikosti šroubu**

$$\sigma_{dovt} = \frac{R_e}{k_s} \quad [MPa] \quad (9)$$

kde:

 $\sigma_{dovt}$  [MPa]      dovolené napětí v tahu $R_e$  [MPa]      mez kluzu v tahu, z tab. 7.2 pro pevnostní třídu 8.8 (dle velikosti působící síly předpokládám  $d > 16$  mm) je  $R_e = 660$  MPa $k_s$  [-]      bezpečnost k mezi kluzu, z [12] volím  $k_s = 1,8$ **Tab. 7.2 Mechanické vlastnosti šroubů [7]**

Mechanické vlastnosti		Pevnostní třída										
		3.6	4.6	4.8	5.6	5.8	6.8	8.8 <sup>1)</sup>	8.8 <sup>2)</sup>	9.8 <sup>3)</sup>	10.9	12.9
Pevnost v tahu <i>R<sub>m</sub></i> [MPa]	jmen	300	400		500		600	800		800	1000	1200
	min	330	400	420	500	520	600	800	830	900	1040	1220
Mez kluzu <i>R<sub>e</sub></i> [MPa]	min	190	240	340	300	420	480	-	-	-	-	-
Mez kluzu <i>R<sub>p0,2</sub></i> [MPa]	min	-	-	-	-	-	-	640	660	720	940	1100
Tažnost v [%]	min	25	22	14	20	10	8	12	12	10	9	8
Tvrdost Brinell BV	min	90	114	124	147	152	181	238	242	276	304	366
	max	238						304	318	342	361	414
1) platí pro šrouby s d ≤ 16 [mm]												
2) platí pro šrouby s d > 16 [mm]												
3) platí pro šrouby s d ≤ 16 [mm]												

$$\sigma_{dovt} = \frac{660}{1,8} \quad [MPa]$$

$$\sigma_{dovt} = 366,7 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{red} = \sigma_t \cdot \beta_k = \frac{F_o}{S} \cdot \beta_k = \frac{F_o}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} \cdot \beta_k \quad [MPa] \quad (10)$$

$$\sigma_{red} \leq \sigma_{dovt} \rightarrow d_3 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F_o \cdot \beta_k}{\pi \cdot \sigma_{dovt}}} \quad [mm] \quad (11)$$

kde:

$\sigma_{red}$  [MPa] redukované napětí

$\sigma_t$  [MPa] napětí v tahu

$d_3$  [mm] malý průměr závitu šroubu

$\beta_k$  [-] součinitel přidavného krutu, z [12] volím  $\beta_k = 1,3$

$$d_3 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 60\,792,4 \cdot 1,3}{\pi \cdot 366,7}}$$

$$d_{3min} = 16,57 \text{ mm}$$

Dle ČSN ISO 724 je nejbližší vyšší  $d_3 = 16,933 \text{ mm} \rightarrow$  **závit M20**.

Pro spoj použiji **ŠROUB M20 x 90 ISO 4014**.

### Pevnostní kontrola navrženého šroubu

Dle ISO 724 jsou parametry závitu M20 uvedeny v tab. 7.3.

**Tab. 7.3 Parametry závitu M20**

Veličina	Označení	Velikost	Rozměr
Velký průměr (jmenovitý rozměr) závitu	$d$	20	[mm]
Střední průměr závitu	$d_2$	18,376	[mm]
Malý průměr závitu	$d_3$	16,933	[mm]
Rozteč	$P$	2,5	[mm]
Stoupání	$P_h$	2,5	[mm]
Úhel profilu	$\alpha$	60	[°]

$$\gamma = \arctg\left(\frac{P_h}{\pi \cdot d_2}\right) \quad [^\circ] \quad (12)$$

kde:

$\gamma$ [°]	úhel stoupání závitu
$P_h$ [mm]	stoupání závitu, z tab. 7.3 $P_h = 2,5$ mm
$d_2$ [mm]	střední průměr závitu, z tab. 7.3 $d_2 = 18,376$ mm

$$\gamma = \arctg\left(\frac{2,5}{\pi \cdot 18,376}\right) [^\circ]$$

$$\gamma = 2,48^\circ$$

$$\varphi' = \arctg f_z' [^\circ] \quad (13)$$

$$f_z' = \frac{f_z}{\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)} [-] \quad (14)$$

kde:

$\varphi'$ [°]	úhel tření v závitu
$f_z'$ [-]	součinitel tření v závitové drážce
$f_z$ [-]	součinitel smykového tření na závitu, z tab. 7.4 pro závity mazané olejem, pro úpravu povrchu šroubu i matice zinkováním volím $f_z = 0,15$

Tab. 7.4 Součinitel smykového tření na závitu  $f_z$  [-] [7]

Povrch matice	Povrch šroubu	Součinitel tření na závitu $f_z$ u závitů		
		nemazaných	mazaných olejem	mazaných pas- tou MoS <sub>2</sub>
neupravený	neupravený	0,19 ÷ 0,36	0,16 ÷ 0,24	0,12 ÷ 0,18
	fosfátovaný	0,28 ÷ 0,40	0,17 ÷ 0,30	0,13 ÷ 0,17
	černěný	0,27 ÷ 0,36	0,25 ÷ 0,28	0,16 ÷ 0,23
	zinkovaný	0,13 ÷ 0,22	0,13 ÷ 0,18	0,11 ÷ 0,16
	kadmiovaný	0,10 ÷ 0,18	0,10 ÷ 0,17	0,13 ÷ 0,17
zinkovaný	zinkovaný	0,21 ÷ 0,43	0,11 ÷ 0,17	0,10 ÷ 0,13
kadmiovaný	kadmiovaný	0,15 ÷ 0,38	0,10 ÷ 0,17	0,10 ÷ 0,13



$$f_z' = \frac{0,15}{\cos\left(\frac{60}{2}\right)} \quad [-]$$

$$f_z' = 0,17$$

$$\varphi' = \arctg 0,17 \quad [^\circ]$$

$$\varphi' = 9,65^\circ$$

$$\sigma_t = \frac{F_o}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} \quad [MPa] \quad (15)$$

$$\sigma_t = \frac{60\,792,4}{\frac{\pi \cdot 16,933^2}{4}} \quad [MPa]$$

$$\sigma_t = 270 \, MPa$$

$$\tau = \frac{M_z}{W_k} = \frac{F_o \cdot \frac{d_2}{2} \cdot tg(\gamma + \varphi')}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} \quad [MPa] \quad (16)$$

kde:

$\tau$  [MPa]            smykové napětí

$M_z$  [Nm]            krouticí moment namáhající jádro šroubu

$W_k$  [mm<sup>3</sup>]            modul odporu průřezu v krutu

$$\tau = \frac{60\,792,4 \cdot \frac{18,376}{2} \cdot tg(2,48 + 9,65)}{\frac{\pi \cdot 16,933^3}{16}} \quad [MPa]$$

$$\tau = 125,9 \, MPa$$

Dle hypotézy HMH pro redukované napětí platí:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_t^2 + 3 \cdot \tau^2} < \sigma_{dovt} \quad [MPa] \quad (17)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{270^2 + 3 \cdot 125,9^2} < 366,7 \quad [MPa]$$

$$\sigma_{red} = 347,1 \, MPa$$

$$\sigma_{red} < \sigma_{dovt}$$

$$347,1 \text{ MPa} < 366,7 \text{ MPa}$$

Navržený šroub vyhovuje.

## 7.2 Určení vzdálenosti podpor (závěsů) nosných tyčí

### 7.2.1 Vzdálenost podpor, kdy průhyb nosné tyče je v oblasti pružných deformací

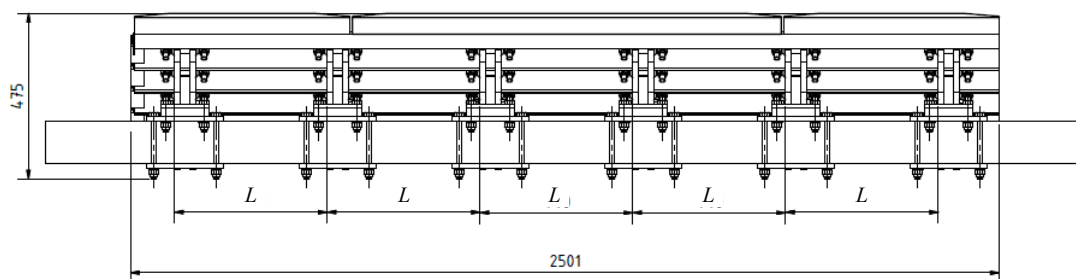
Pro nosnou tyč je použit polotovar TYČ U100 ISO 657 (ČSN 42 5570).

Její parametry jsou uvedeny v tab. 7.5.

Tab. 7.5 Parametry nosné tyče

Veličina	Označení	Velikost	Rozměr
Materiál tyče	11 373		
Mez kluzu materiálu tyče	$R_e$	230	[MPa]
Hustota oceli	$\rho$	7 850	[kg.m <sup>-3</sup> ]
Modul pružnosti	$E$	$2,1 \cdot 10^{11}$	[Pa]
Kvadratický moment setrvačnosti	$I_y$	$29,3 \cdot 10^{-8}$	[m <sup>4</sup> ]
Průřezový modul v ohybu	$W_y$	$8,49 \cdot 10^{-7}$	[m <sup>3</sup> ]
Plocha průřezu	$S$	$1,25 \cdot 10^{-3}$	[m <sup>2</sup> ]

Průhyb nosné tyče je způsoben vlastní hmotností tyče, hmotností impaktní tyče a rázovou silou od dopadajícího materiálu.



Obr. 7.2 Znázornění vzdálenosti podpor přesypové stolice

**Ohybový moment pro pružný ohyb nosné tyče  $Me$** 

$$Me = Re \cdot W_y \quad [Nm] \quad (18)$$

$$Me = 230 \cdot 10^6 \cdot 8,49 \cdot 10^{-7} \quad [Nm]$$

$$Me = 195,3 \, Nm$$

$$Me = Me^q + Me^F + Me^T \quad [Nm] \quad (19)$$

kde:

$Me^q$  [Nm] ohybový moment v plastickém stavu od vlastní tíhy

$Me^F$  [Nm] ohybový moment v plastickém stavu od rázové síly

$Me^T$  [Nm] ohybový moment v plastickém stavu od tíhy impaktní tyče

$$Me^q = \frac{q \cdot L}{2} \cdot \frac{L}{2} = \frac{\rho \cdot g \cdot S}{4} \cdot L^2 \quad [Nm] \quad (20)$$

kde:

$q$  [N·m<sup>-1</sup>] konstantní spojitě zatížení

$L$  [m] vzdálenost podpor (závěsů), viz. obr. 7.2

$\rho$  [kg·m<sup>-3</sup>] hustota oceli, z tab. 7.5  $\rho = 7\,850 \, \text{kg·m}^{-3}$

$S$  [m<sup>2</sup>] plocha průřezu, z tab. 7.5  $S = 1,25 \cdot 10^{-3} \, \text{m}^2$

$$Me^F = \frac{F_{dyn}}{2} \cdot \frac{L}{2} = \frac{F_{dyn}}{4} \cdot L \quad [Nm] \quad (21)$$

$$Me^T = \frac{m_T \cdot g}{2} \cdot \frac{L}{2} = \frac{m_T \cdot g}{4} \cdot L \quad [Nm] \quad (22)$$

kde:

$m_T$  [kg] hmotnost impaktní tyče,  $m_T = 14,39$  kg

### Určení vzdálenosti podpor

$$\frac{\rho \cdot g \cdot S}{4} \cdot L^2 + \frac{F_{dyn}}{4} \cdot L + \frac{m_T \cdot g}{4} \cdot L - Me = 0 \quad (23)$$

$$L_{1,2} = \frac{-\left(\frac{F_{dyn} + m_T \cdot g}{4}\right) \pm \sqrt{\left(\frac{F_{dyn} + m_T \cdot g}{4}\right)^2 - 4 \cdot \frac{\rho \cdot g \cdot S}{4} \cdot (-Me)}}{2 \cdot \frac{\rho \cdot g \cdot S}{4}} \quad (24)$$

$$L_{1,2} = \frac{-\left(\frac{1\,576,7 + 14,39 \cdot 9,81}{4}\right) \pm \sqrt{\left(\frac{1\,576,7 + 14,39 \cdot 9,81}{4}\right)^2 - 4 \cdot \frac{7\,850 \cdot 9,81 \cdot 1,25 \cdot 10^{-3}}{4} \cdot (-195,3)}}{2 \cdot \frac{7\,850 \cdot 9,81 \cdot 1,25 \cdot 10^{-3}}{4}}$$

$$L_1 = 0,44m$$

### Určení průhybu nosné tyče v oblasti pružných deformací

Průhyb nosné tyče od vlastní tíhy  $v^q$

$$v^q = \frac{5 \cdot q \cdot L^4}{384 \cdot E \cdot I_y} = \frac{5 \cdot \rho \cdot g \cdot S \cdot L^4}{384 \cdot E \cdot I_y} \quad [m] \quad (25)$$

$$v^q = \frac{5 \cdot 7\,850 \cdot 9,81 \cdot 1,25 \cdot 10^{-3} \cdot 0,44^4}{384 \cdot 2,1 \cdot 10^{11} \cdot 29,3 \cdot 10^{-8}} \quad [m]$$

$$v^q = 7,64 \cdot 10^{-7}m$$

Průhyb nosné tyče od rázové síly  $v^F$

$$v^F = \frac{F_{dyn} \cdot L^3}{48 \cdot E \cdot I_y} \quad [m] \quad (26)$$

$$v^F = \frac{1\,576,7 \cdot 0,44^3}{48 \cdot 2,1 \cdot 10^{11} \cdot 29,3 \cdot 10^{-8}} \quad [m]$$

$$v^F = 4,55 \cdot 10^{-5}m$$

Průhyb od tíhy impaktní tyče  $v^T$ 

$$v^T = \frac{m_T \cdot g \cdot L^3}{48 \cdot E \cdot I_y} \quad [m] \quad (27)$$

$$v^T = \frac{14,39 \cdot 9,81 \cdot 0,44^3}{48 \cdot 2,1 \cdot 10^{11} \cdot 29,3 \cdot 10^{-8}} \quad [m]$$

$$v^T = 4,07 \cdot 10^{-6} m$$

Celkový průhyb tyče  $v_c$ 

$$v_c = v^q + v^F + v^T \quad [m] \quad (28)$$

$$v_c = 7,64 \cdot 10^{-7} + 4,55 \cdot 10^{-5} + 4,07 \cdot 10^{-6} \quad [m]$$

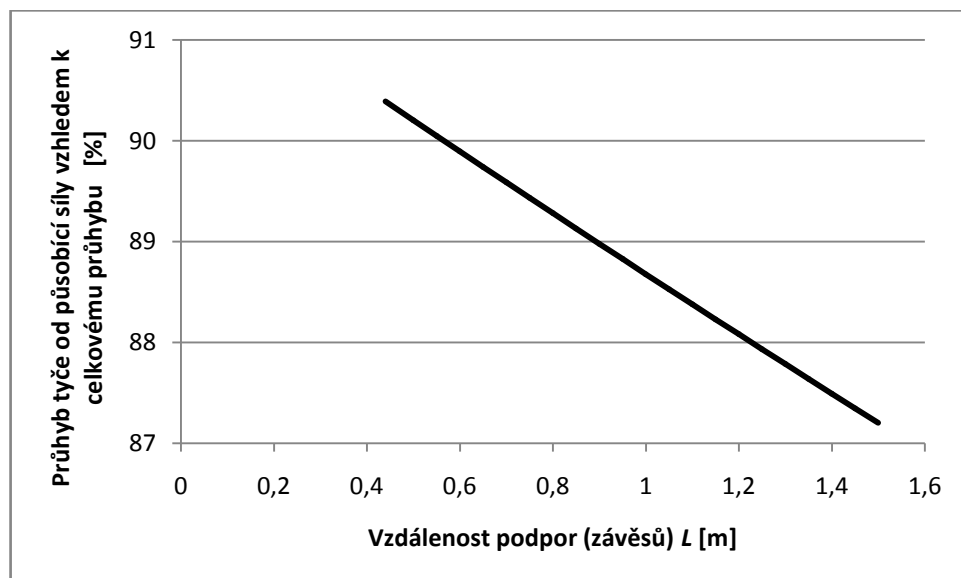
$$v_c = 5,03 \cdot 10^{-5} m = 5,03 \cdot 10^{-2} mm$$

**7.2.2 Vzdálenost podpor pro dovolený průhyb nosné tyče 2 mm**

Na průhyb nosné tyče má největší vliv rázová síla.

Na obr. 7.3 je graf závislosti procentuálního zastoupení průhybu tyče od působící síly vzhledem k celkovému průhybu na vzdálenosti podpor. V nejnepříznivějším případě se podílí rázová síla na celkovém průhybu 90,5 %.

Z celkového dovoleného průhybu ( $v_d = 2$  mm) bude tedy 90,5 % průhybu způsobena od rázové síly, zbývající část bude způsobena vlastní hmotností nosné tyče a hmotností tyče impaktní.



Obr. 7.3 Závislost průhybu nosníku na vzdálenosti podpor

$$v_d^F = 0,905 \cdot v_d \quad [m] \quad (29)$$

$$v_d^F = 0,905 \cdot 2 \cdot 10^{-3} \quad [m]$$

$$\mathbf{v_d^F = 1,81 \cdot 10^{-3} m}$$

$$v_d^F = \frac{F_{dyn} \cdot L^3}{48 \cdot E \cdot I_y} \rightarrow L = \sqrt[3]{\frac{v_d^F \cdot 48 \cdot E \cdot I_y}{F_{dyn}}} \quad [m] \quad (30)$$

$$L = \sqrt[3]{\frac{1,81 \cdot 10^{-3} \cdot 48 \cdot 2,1 \cdot 10^{11} \cdot 29,3 \cdot 10^{-8}}{1\,576,7}} \quad [m]$$

$$\mathbf{L = 1,5 m}$$

## 8 ZÁVĚR

Úkolem této diplomové práce byl návrh přesypové stolice důlního pásového dopravníku s maximálním stupněm utlumení dopadové energie a uklidněním materiálu. Z více konstrukčních řešení dopadových míst jsem zvolil dopadovou stolicí s impaktními tyčemi, která se již delší dobu používá u pásových dopravníků v pískovnách. Pro použití v hlubinném dole jsem musel tuto stolicí modifikovat, použil jsem robustnější konstrukci a impaktní tyč zde plní pouze funkci tlumení dopadové energie, nosný prvek tvoří tyč U šroubově spojená s impaktní tyčí. Pro co největší utlumení pádové energie materiálu je dále umístěn dopravní pás nad dopadovou stolicí, čímž je zajištěno zvýšení tahové síly při dopadu materiálu a s tím související tlumící účinek. Pro omezení přenosu rázů do nosné konstrukce pásového dopravníku je impaktní stolice odpružena kombinací pryžových a talířových pružin. Předností této dopadové stolice s impaktními tyčemi je možnost jejího provedení ve 3 délkách. Pro spojení nosiče přesypové stolice se závěsem jsem použil šrouby M20, jejichž velikost jsem určil výpočtem. Dále jsem vypočetl vzdálenost jednotlivých závěsů, aby při dopadu materiálu na stolicí byl průhyb nosné tyče v oblasti pružných deformací. Pro dovolený maximální průhyb (určen po dohodě s konzultantem DP) jsem následně určil největší možnou vzdálenost závěsů.

Tato diplomová práce měla za úkol najít nové řešení přesypové stolice pro důlní pásové dopravníky. Pro úspěšné použití přesypových stolic s impaktními tyčemi mluví především vysoký stupeň utlumení pádové energie, uklidnění materiálu (s tím souvisí také nižší opotřebení dopravního pásu od dopravovaného materiálu), omezení průrazů pásu a vyšší spolehlivost a bezpečnost z důvodu absence pohyblivých částí.

## SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] DROBNÝ, Josef. *Dálková pásová doprava*. 1.vyd. Praha: SNTL, 1970. 156 s.
- [2] HLISNIKOVSÝ, Josef. *Doprava v hornictví I.*, 2. přepracované vyd. Ostrava: Ediční středisko VŠB-TU Ostrava, 1970. 306 s.
- [3] STRNIŠŤOVÁ, Mária. *Doprava v lomoch*. 1. vyd. Košice: Ediční středisko VŠT v Košicích, 1981. 210 s.
- [4] POLÁK, Jaromír; BAILOTTI, Karel; PAVLISKA, Jiří; HRABOVSKÝ, Leopold. *Dopravní a manipulační zařízení II.*, 1. vyd., dotisk. Ostrava: Ediční středisko VŠB-TU Ostrava, 2005. 108 s. ISBN 80-248-0493-X
- [5] POLÁK, Jaromír; BICHLER, Jaroslav. *Dopravní zařízení v hlubinných dolech*. 1. vyd. Ostrava: Ediční středisko VŠB-TU Ostrava, 1984. 382 s.
- [6] JANČA, Jiří; SOBOL, Zdeněk. *Důlní doprava*. 1. vyd. Praha: SNTL, 1973. 676 s.
- [7] DEJL, Zdeněk. *Konstrukce strojů a zařízení I.: spojovací části strojů*. 1. vyd. Ostrava: Montanex, 2000. 236 s. ISBN 80-7225-018-3
- [8] DRAŽAN, František; JEŘÁBEK, Karel. *Manipulace s materiálem*. 1. vyd. Praha: SNTL, 1979. 456 s.
- [9] KLIMECKÝ, Oldřich; VEVERKOVÁ, Helena; BAILOTTI, Karel; MÜLLER, Jaroslav. *Manipulace s materiálem: doprava v lomech*. 1.vyd. Ostrava: Ediční středisko VŠB-TU Ostrava, 1988. 320 s.
- [10] FRIES, Jiří. *Pásové dopravníky, bubny a jejich výpočet*. 1. vyd. Ostrava: Ediční středisko VŠB-TU Ostrava, 2009. 196 s. ISBN 978-80-248-2080-4
- [11] BITTNAROVÁ, Jitka; FAJMAN, Petr; KALOUSKOVÁ, Marie; ŠEJNOHA, Jiří. *Pružnost a pevnost: příklady*. 2. vyd., dotisk. Praha: ČVUT Praha, 2004. 234 s. ISBN 80-01-0274-0
- [12] NĚMČEK, Miloš. *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů: spoje*. 2. vyd. Ostrava: Ediční středisko VŠB – TU Ostrava, 2008. 114 s. ISBN 978-80-248-1782-8
- [13] GONDEK, Horst; NOGA, Lubomír. *Řešení životnosti dopravníkových pásů z hlediska odolnosti proti průrazům*. 12 s. (dodáno konzultantem DP)
- [14] PLÁŠIL, Miloslav. *Stroje a zařízení I: pro studijní obor hornictví a hornická geologie*. 1. vyd. Praha: SNTL, 1987. 240 s.



- [15] *OSTROJ a.s.* [online]. c2011 [cit. 2011-03-18]. Pásové dopravníky – Ostroj, a.s.  
Dostupné z WWW:  
<[http://www.ostroj.cz/cs/f/ostroj\\_cs/o/galerie/dulni%20stroje/pasy/pas-dopr.jpg](http://www.ostroj.cz/cs/f/ostroj_cs/o/galerie/dulni%20stroje/pasy/pas-dopr.jpg)>
- [16] *SE-MI Technology, a.s.* [online]. c2011 [cit. 2011-02-05]. Ke stažení. Dostupné z WWW: <<http://www.se-mi.cz/download/pasove-dopravniky.pdf>>
- [17] *OSTROJ a.s.* [online]. c2011 [cit. 2011-04-20]. Pásové dopravníky – Ostroj, a.s.  
Dostupné z WWW:  
<[http://www.ostroj.cz/cs/f/ostroj\\_cs/p/dulni%20stroje/PDF/poh\\_buben.pdf](http://www.ostroj.cz/cs/f/ostroj_cs/p/dulni%20stroje/PDF/poh_buben.pdf)>
- [18] *DvB AF s.r.o.* [online]. c2011 [cit. 2011-04-25]. Keramika pro bubny pás. dopravníků. Dostupné z WWW: <<http://www.flexco.cz/cz/index.php?id=keramika-bubny&np=Keramika%20pro%20bubny%20p%0E1s.%20%20dopravn%EDk%F9>>
- [19] *HORNICKÁ PŘÍRUČKA.* [online]. c2010 [cit. 2010-12-28]. Technika. Dostupné z WWW: <<http://www.hornictvi.info/prirucka/technika/2023.gif>>
- [20] *OSTROJ a.s.* [online]. c2011 [cit. 2011-03-18]. Pásové dopravníky – Ostroj, a.s.  
Dostupné z WWW:<[http://www.ostroj.cz/cs/f/ostroj\\_cs/o/galerie/dulni%20stroje/pasy/sroubovana%20trat.JPG](http://www.ostroj.cz/cs/f/ostroj_cs/o/galerie/dulni%20stroje/pasy/sroubovana%20trat.JPG)>
- [21] *ROLLCONTECH, s.r.o.: Komponenty pro logistiku, manipulační a transportní techniku* [online]. c2011 [cit. 2011-04-12]. Válečky a soustavy pro pásové dopravníky. Dostupné z WWW: <<http://www.rollcontech.cz/83-valecky-a-soustavy-pro-pasove-dopravniky.html>>
- [22] *GTK spol. s.r.o.: Pásové dopravníky sypkých hmot* [online]. c2011 [cit. 2011-02-25]. Pásový dopravník IPE. Dostupné z WWW: <<http://www.gtktupey.cz/pasove-dopravniky-sypkych-hmot/ipe.php>>
- [23] *TRANSROLL – CZ, s.r.o.: Strojírenská forma dopravní komponenty* [online]. c2011 [cit. 2011-03-25]. Dopravníkové válečky, pogumované válečky, strážní válečky, konstrukce válečků... Dostupné z WWW: <[http://www.transroll.cz/download/TRANSROLL\\_RollersEn.pdf](http://www.transroll.cz/download/TRANSROLL_RollersEn.pdf)>
- [24] *STZ – servis a.s.: Dopravní pásy, stěrače pásů, pogumování válců, průmyslová síta, dopravní válečky, servis, poradenství* [online]. c2011 [cit. 2011-02-25]. Dopravní pásy pryžotextilní. Dostupné z WWW:<<http://www.stzservis.cz/cz/dopravni-pasy/dopravni-pasy-pryzotextilni.php>>
- [25] *EXIM – Liška, s.r.o.: Projektování, kovovýroba, montáže* [online]. c2011 [cit. 2011-03-20]. Výroba strojů a zařízení. Dostupné z WWW:<<http://www.exim-liska.cz/vyroba-stroju-zarizeni/>>

- [26] *HORNICKÁ PŘÍRUČKA*. [online]. c2011 [cit. 2011-04-12]. Technika. Dostupné z WWW: <<http://www.hornictvi.info/prirucka/technika/2026.gif>>
- [27] *ME SYSTEMS. : Dopravníky, stěrače pásů, omezování nálepů materiálu a prašnosti* [online]. c2011 [cit. 2011-05-14]. Stírací systémy MARTIN ENGINEERING. Dostupné z WWW:<<http://www.mesystems.cz/produkty/sterace-dopravnich-pasu/index.htm>>
- [28] *FENNER DUNLOP EUROPE*. [online]. c2011 [cit. 2011-04-25]. Dostupné z WWW: <[http://www.fennerdunlopeurope.com/pdf/Czech\\_Fenaplast.pdf](http://www.fennerdunlopeurope.com/pdf/Czech_Fenaplast.pdf)>
- [29] *GTK spol. s.r.o.: Pásové dopravníky sypkých hmot* [online]. c2011 [cit. 2011-03-20]. Válečky pásovéch dopravníků – komponenty dopravníků. Dostupné z WWW: <<http://www.gtktupesy.cz/valecky-pasovych-dopravniku/valecky.php>>
- [30] *JOSA KOVO, s.r.o.* [online]. c2011 [cit. 2011-03-10]. Dostupné z WWW: <<http://www.josakovo.cz/dopadova-loze/data/editorimages/4.jpg>>
- [31] *KSK – BELT, a.s.: Výrobky z pryže, distribuce dopravních pásů* [online]. c2011 [cit. 2011-03-10]. Impactní tyče na dopadové stolice. Dostupné z WWW: <<http://www.ksk-belt.cz/produkty/impactni-tyce-na-dopadove-stolice.html>>
- [32] *SAVA Trade, s.r.o.: Pneumatiky, EKO produkty, barvy, profily...* [online]. c2011 [cit. 2011-04-05]. Dopravní pásy. Dostupné z WWW: <<http://www.savatrade.cz/dopravni-pasy/dopadove-desky>>

## SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 3.1	Důlní pásový dopravník Ostroj [15].....	14
Obr. 3.2	Schéma pásového dopravníku [10].....	15
Obr. 3.3	Poháněcí stanice pásového dopravníku [16] .....	16
Obr. 3.4	Schéma pohonu hnacího bubnu [4] .....	17
Obr. 3.5	Hnací buben obložený drážkovanou pryží [17].....	17
Obr. 3.6	Hnací buben obložený keramickými obklady [18].....	17
Obr. 3.7	Vratná stanice [19].....	18
Obr. 3.8	Šroubovaná trať pásového dopravníku [20] .....	19
Obr. 3.9	Girlandová stolice [21] .....	20
Obr. 3.10	Tříválečkové uspořádání tratě dopravníku [22].....	20
Obr. 3.11	Typy nosných válečků [23] .....	21
Obr. 3.12	Řez dopravním pásem [24].....	22
Obr. 3.13	Tuhé napínání [8].....	23
Obr. 3.14	Napínání závažím [8].....	24
Obr. 3.15	Pneumatické napínání [8].....	24
Obr. 3.16	Shrnovač pásového dopravníku [25] .....	25
Obr. 3.17	Shazovací vůz [26] .....	25
Obr. 3.18	Stěrač dopravního pásu [27] .....	26
Obr. 4.1	Přímý přesyp [3] .....	27
Obr. 4.2	Schéma pravoúhlého přesypu [1] .....	27
Obr. 4.3	Účinky padajícího materiálu [8].....	28
Obr. 4.4	Skluz pro přivádění materiálu na dopravní pás [8].....	30
Obr. 4.5	Rázová síla v závislosti na provedení místa dopadu [9].....	31
Obr. 4.6	Tvary tlumících štítů [1] .....	32
Obr. 4.7	Dopravní pás s monoply vložkou [28] .....	32
Obr. 4.8	Rotace kusů na dopadové stoličce [9].....	33
Obr. 4.9	Dopadová stolice pásového dopravníku [29] .....	34
Obr. 4.10	Uspořádání dopadového místa bez středního válečku [8] .....	35
Obr. 4.11	Přivádění materiálu na pás pomocí roštu [8] .....	35
Obr. 4.12	Přivádění materiálu na dopravní pás pomocí síta [2] .....	35
Obr. 4.13	Provedení s podpěrným pomocným pásem [9] .....	36
Obr. 4.14	Dopadová stolice s impaktními tyčemi [30].....	37
Obr. 5.1	Dopadová girlandová stolice [9].....	38
Obr. 5.2	Závislost rázové síly na provedení válečkových stolic a dopravní rychlosti [9] .....	39
Obr. 5.3	Vliv pádové energie na namáhání girland při různých typech závěsů [9].....	40
Obr. 5.4	Impaktní tyč [31] .....	40
Obr. 5.5	Popis jednotlivých částí impaktní tyče [32] .....	41
Obr. 5.6	Násypka [32].....	41
Obr. 6.1	Model dopadové stolicce s impaktními tyčemi .....	42
Obr. 6.2	Impaktní tyč .....	43
Obr. 6.3	Spojení impaktní a nosné tyče s nosičem pomocí patky .....	43
Obr. 6.4	Patka pro přichycení impaktní tyče k tyči nosné .....	44
Obr. 6.5	Nosič .....	44
Obr. 6.6	Závěs .....	44
Obr. 6.7	Umístění závěsů na podélné nosníky pásového dopravníku .....	45
Obr. 6.8	Detail uložení talířových pružin .....	46

---

Obr. 6.9	Silové poměry na dopadové stoličce.....	46
Obr. 6.10	Dopadová stoličce tvarovaná podle průhybu dopravního pásu.....	47
Obr. 6.11	Porovnání navrhovaných tvarů dopadových stolic.....	48
Obr. 6.12	Dopadová stoličce s dopadovými válečky a impaktními tyčemi .....	49
Obr. 7.1	Síly působící na šrouby spojující nosič se závěsem .....	52
Obr. 7.2	Znázornění vzdálenosti podpor přesypové stoličce.....	59
Obr. 7.3	Závislost průhybu nosníku na vzdálenosti podpor .....	61

## SEZNAM TABULEK

Tab. 4.1	Poměr rázových sil v závislosti na typu dopadového místa [9] .....	36
Tab. 7.1	Energie prvního poškození dopravního pásu při různých typech podepření [13] .....	51
Tab. 7.2	Mechanické vlastnosti šroubů [7] .....	54
Tab. 7.3	Parametry závitu M20 .....	55
Tab. 7.4	Součinitel smykového tření na závitu $f_z$ [-] [7] .....	56
Tab. 7.5	Parametry nosné tyče .....	58

## PŘÍLOHY

### Výkresová dokumentace

DP-PS-01-01S	PŘESYPOVÁ STOLICE
DP-PS-01-03	PŘÍRUBA HORNÍ
DP-PS-01-04	PRYŽOVÁ PODLOŽKA
DP-PS-01-05	PŘÍRUBA SPODNÍ
DP-PS-01-06	NOSNÁ TYČ IMPAKTU
DP-PS-01-06-01	TYČ U 100 x 2 490
DP-PS-01-06-02	ZARÁŽKA L 40 x 40 x 5
DP-PS-01-07	ČEP VODÍCÍ
DP-PS-01-08	PŘÍLOŽKA 1
DP-PS-01-10	PATKA PRO IMPAKT 110
DP-PS-01-10-01	PATKA PRO IMPAKT